



⑯ BUNDESREPUBLIK

DEUTSCHLAND



DEUTSCHES  
PATENT- UND  
MARKENAMT

⑯ Offenlegungsschrift  
⑯ DE 198 36 558 A 1

⑯ Int. Cl. 6:  
F 16 H 37/08

DE 198 36 558 A 1

⑯ Unionspriorität:

P 9-217698 12. 08. 97 JP  
P 9-217699 12. 08. 97 JP  
P 9-276913 09. 10. 97 JP

⑯ Erfinder:

Miyata, Shinji, Fujisawa, Kanagawa, JP; Imanishi, Takashi, Fujisawa, Kanagawa, JP

⑯ Anmelder:

NSK Ltd., Tokio/Tokyo, JP

⑯ Vertreter:

Grünecker, Kinkeldey, Stockmair & Schwanhäusser,  
Anwaltssozietät, 80538 München

**Die folgenden Angaben sind den vom Anmelder eingereichten Unterlagen entnommen**

Prüfungsantrag gem. § 44 PatG ist gestellt

⑯ Stufenlos verstellbares Toroidgetriebesystem

⑯ Ein stufenlos verstellbares Toroidgetriebesystem zur Verwendung als Getriebe für Kraftfahrzeuge umfaßt: eine Antriebswelle, die drehbar durch eine Antriebsquelle betätigt ist; eine Abtriebswelle, durch die eine Leistung, die von einer Drehung der Antriebswelle stammt, aufnehmbar ist; einen Wandler, der zwischen der Antriebswelle und der Abtriebswelle angeordnet ist und ein Paar von Antriebsscheiben aufweist, die in Abhängigkeit der Drehung der Antriebswelle sich drehen, ein Paar von Abtriebsscheiben, die koaxial zu den Antriebsscheiben angeordnet sind und sich synchron miteinander drehen sowie Antriebsrollkörper, die zwischen den Antriebsscheiben und Abtriebsscheiben angeordnet sind und die Scheiben ständig berühren und sich um einen Winkel drehen; eine Planetengetriebeeinrichtung, die zwischen der Antriebswelle und der Abtriebswelle angeordnet ist und ein Sonnenrad, einen um das Sonnenrad angeordneten Zahnkranz sowie eine Vielzahl von Planetenräädern aufweist, die zwischen dem Sonnenrad und dem Zahnkranz drehbar angeordnet sind, sowie Planetenträger, an denen die Planetenräder gelagert sind; eine Andrückeinrichtung, die die Antriebsscheibe oder Abtriebsscheibe gegen die Abtriebsscheibe oder Antriebsscheibe über die Abtriebsrollkörper drückt; eine erste Leistungsübertragungseinrichtung, durch die die Drehung der Abtriebsscheiben an die Planetengetriebeeinrichtung übertragbar ist; und eine zweite Leistungsübertragungseinrichtung, durch die die Drehung der Antriebswelle ...

DE 198 36 558 A 1

## Beschreibung

## HINTERGRUND DER ERFINDUNG

## 1. Gebiet der Erfindung

Die vorliegende Erfindung bezieht sich auf ein stufenlos verstellbares Toroidgetriebesystem, das beispielsweise als Getriebe eines Kraftfahrzeugs verwendet wird.

## 2. Verwandter Stand der Technik

Ein stufenlos verstellbares Toroidgetriebesystem, das beispielsweise als ein Getriebe für Kraftfahrzeuge verwendet wird, ist in den ungeprüften japanischen Patentveröffentlichungen Nr. Hei. 1-169169 und Hei. 1-312266 beschrieben. Das stufenlos verstellbare Toroidgetriebesystem weist ein stufenlos verstellbares Toroidgetriebe mit einem Antriebsrollkörper auf, der drehbar in einem Winkel zwischen Antriebs- und Abtriebsscheiben angeordnet ist, und diese ständig berührt; und eine Planetengetriebeeinrichtung auf, die mit der Abtriebsscheibe verbunden ist. Die Planetengetriebeeinrichtung umfaßt erste und zweite Planetenradsätze mit Sonnenrädern, die mit der Abtriebsscheibe verbunden sind; eine erste Leistungsübertragungseinrichtung, die ein gegebenes Teil des ersten Planetengetriebes feststellt, um dadurch selektiv eine Drehkraft in Richtung entgegengesetzt zur Abtriebsscheibe zu erhalten und die so erhaltene Drehkraft an das zweite Planetengetriebe und eine Abtriebswelle zu übertragen; und eine zweite Leistungsübertragungseinrichtung, die ein gegebenes Teil des zweiten Planetengetriebes mit der Abtriebsscheibe verbindet, um dadurch selektiv eine Drehkraft in Richtung entgegengesetzt zur Abtriebsscheibe zu erhalten und die so erhaltene Drehkraft zur Abtriebswelle zu übertragen.

Insbesondere weist das stufenlos verstellbare Toroidgetriebesystem ein stufenlos verstellbares Toroidgetriebe mit einem einzigen Hohlraum und einem Satz von zweistufigen Planetengetrieben auf. Ein vorbestimmtes Teil des ersten Planetengetriebesatzes wird durch Betätigung der ersten Leistungsübertragungseinrichtung festgestellt, wodurch das Drehmoment von der Abtriebsscheibe des stufenlos verstellbaren Toroidgetriebes über den ersten Planetengetriebesatz an die Abtriebswelle übertragen wird, um so eine Drehung entgegengesetzt zur Drehrichtung der Abtriebswelle zu erzeugen. Als Ergebnis wird eine erste Betriebsart zur Vorwärtsbewegung erhalten.

Während das stufenlos verstellbare Toroidgetriebe in der ersten Betriebsart in der Stellung der maximalen Beschleunigung festgehalten ist, wird die erste Leistungsübertragungseinrichtung in einen inaktiven Zustand überführt. Eine zweite Leistungsübertragungseinrichtung wird anstelle der ersten Leistungsübertragungseinrichtung betätigt, wodurch ein vorbestimmtes Teil des zweiten Planetengetriebesatzes festgestellt wird. Als Ergebnis wird das Drehmoment der Abtriebswelle nicht über das stufenlos verstellbare Toroidgetriebe sondern direkt über den zweiten Planetengetriebesatz an die Abtriebswelle geleitet, wodurch eine zweite Betriebsart zur Vorwärtsbewegung realisiert wird, bzw. eine Betriebsart, die als ein Leistungsumlaufzustand bezeichnet werden kann und bei der ein Teil des Drehmoments über den zweiten Planetengetriebesatz und das stufenlos verstellbare Toroidgetriebe an die Abtriebswelle zurückgeleitet wird.

Bei einem stufenlos verstellbaren Getriebe, wie es in der geprüften japanischen Patentveröffentlichung Nr. Hei. 6-21625 beschrieben ist, umfaßt das Getriebe ein stufenlos verstellbares Toroidgetriebe mit einem doppelten Hohlraum und einer zweistufigen Planetengetriebeeinrichtung. Mittels

einer Abtriebswelle des stufenlos verstellbaren Getriebes werden ein Planetenträger einer ersten Planeteneinrichtung und ein Sonnenrad einer zweiten Planetengetriebeeinrichtung betätigt. Ein Sonnenrad der ersten Planetengetriebeeinrichtung und ein Zahnkranz der zweiten Planetengetriebeeinrichtung werden durch einen Motor betätigt. Ein Zahnkranz der ersten Planetengetriebeeinrichtung wirkt als ein Abtriebsabschnitt mit niedriger Drehzahl und der Planetenträger des stufenlos verstellbaren Getriebes wirkt als ein Abtriebsabschnitt für hohe Drehzahlen.

Um daher ein Kraftfahrzeug im Stillstand zu halten, ohne eine am Ende gelegene Abtriebswelle zu drehen, wird eine Übertragung des Drehmoments an den Zahnkranz verhindert, wie sie andernfalls auftreten würde, wenn die Drehgeschwindigkeit des Planetenträgers der ersten Planetengetriebeeinrichtung die Drehung des Sonnenrades auslöscht. Auf diese Weise wird die Übersetzung des Getriebes eingestellt. Solange die Differentialkomponente auf Null abgeglichen ist, kann mittels einer Einrichtung zum Aufnehmen einer Differentialkomponente eines jeden Bauteils der Planetengetriebeeinrichtung das Kraftfahrzeug im Stillstand gehalten werden, ohne daß eine Anfahrtkupplung verwendet wird. Wenn das Kraftfahrzeug anfährt, wird das Übersetzungsverhältnis des Getriebes allmählich so erhöht, daß das Drehmoment allmählich an den Zahnkranz übertragen wird.

Die herkömmlichen, stufenlos verstellbaren Toroidgetriebesysteme, die in den ungeprüften japanischen Patentveröffentlichungen Nr. Hei. 1-169169 und Hei. 1-312266 beschrieben sind, machen jedoch den Einbau von zwei Sätzen von Planetengetriebeeinrichtungen erforderlich, wodurch der Aufbau des Systems komplex und teuer wird. Des Weiteren benötigen die Systeme einen großen Einbauraum. Außerdem hat ein stufenlos verstellbares Toroidgetriebe mit einem einzigen Hohlraum den Nachteil eines niedrigen Wirkungsgrades bei der Leistungsübertragung und kann große Drehmomente nicht übertragen.

Bei einer Ausführung, bei der eine mechanische Lastnocke in ein Leerlaufgetriebesystem eingebaut ist, wie es in der geprüften japanischen Patentveröffentlichung Nr. Hei. 6-21625 beschrieben ist, wird eine Abtriebsscheibe über einen Antriebsrollkörper gegen eine Abtriebsscheibe gepreßt. In Abhängigkeit von einem Übersetzungsverhältnis des Getriebes wird ein Drehmoment, welches kleiner ist als ein Motordrehmoment, in einen Wandler (Variator) eingeleitet, wohingegen 100% des Motordrehmoments in die mechanische Lastnocke eingeleitet werden, wodurch eine übermäßig hohe Andrückkraft erzielt wird. In einem derartigen Fall werden 100% des Motordrehmoments der mechanischen Lastnocke zugeführt, wohingegen ein Drehmoment, das größer als das Motordrehmoment ist, dem Wandler zugeleitet wird. Dadurch wird eine überaus kleine Andrückkraft erzeugt. Im Falle einer übermäßig großen Andrückkraft verschlechtert sich der Wirkungsgrad der Leistungsübertragung und die Übertragung eines großen Drehmoments ist nicht mehr möglich. Im Gegensatz dazu ist die Andrückkraft im Falle einer überaus kleinen Andrückkraft nicht ausreichend und das Getriebe rutscht durch. Da, wie im vorhergehenden Beispiel, ein zweistufiges Planetengetriebe verwendet wird, ist das System zudem sehr sperrig.

## ZUSAMMENFASSUNG DER ERFINDUNG

Die vorliegende Erfindung wurde in Anbetracht der oben erwähnten Umstände gemacht.

Ihr liegt die Aufgabe zugrunde, sowohl den Wirkungsgrad einer Leistungsüberzeugung zu verbessern, als auch ein stufenlos verstellbares Toroidgetriebesystem bereitzustellen, welches eine auf einen Wandler wirkende Last reduziert.

ren und gleichzeitig eine übermäßige Andrückkraft, die auf den Wandler wirkt, verhindern kann.

Um dies zu erreichen, wird gemäß einem Gesichtspunkt der vorliegenden Erfindung ein stufenlos verstellbares Toroidgetriebesystem vorgesehen, welches als ein Getriebe eines Kraftfahrzeugs verwendbar ist und folgende Merkmale aufweist:

eine Antriebswelle, die mittels einer Antriebsquelle drehbar betätigbar ist;

eine Abtriebswelle, durch die eine Leistung, welche von der Drehung der Antriebswelle stammt, aufnehmbar ist; einen Wandler, welcher zwischen der Antriebswelle und der Abtriebswelle angeordnet ist und umfaßt:

ein Paar von Antriebsscheiben, die sich basierend auf der Drehung der Antriebswelle drehen,

ein Paar von Abtriebsscheiben, die koaxial zu den Antriebs scheiben vorgesehen sind und sich synchron miteinander drehen, und

Antriebsrollkörper, die zwischen den Antriebsscheiben und Abtriebsscheiben vorgesehen sind und die Scheiben ständig berühren und die sich um einen Winkel drehen;

eine Planetengetriebeeinrichtung, die zwischen der Antriebswelle und der Abtriebswelle angeordnet ist und umfaßt:

ein Sonnenrad,

einen Zahnkranz, der um das Sonnenrad herum angeordnet ist,

eine Vielzahl von Planetenrädern, die zwischen dem Sonnenrad und dem Zahnkranz drehbar angeordnet sind, und Planetenträger, durch die die Planetenräder gehalten sind, eine Andrückeinrichtung, welche die Antriebswelle oder Abtriebswelle über die Antriebsrollkörper gegen die Abtriebswelle oder Antriebswelle drückt;

eine erste Leistungsübertragungseinrichtung, durch die die Drehung der Abtriebsscheiben zur Planetengetriebeeinrichtung übertragbar ist; und

eine zweite Leistungsübertragungseinrichtung, durch die die Drehung der Antriebswelle an die Planetengetriebeeinrichtung übertragbar ist.

Bei dem wie vorstehend aufgebauten, stufenlos verstellbaren Toroidgetriebe kann das Drehmoment von der Abtriebsscheibe zur Planetengetriebeeinrichtung übertragen werden und die Leistung der Planetengetriebeeinrichtung kann durch den Wandler zirkulieren. Das Drehmoment der Antriebswelle kann unter Umgehung des Wandlers an die Planetengetriebeeinrichtung übertragen werden. Als Ergebnis wird das in den Wandler eingeleitete Drehmoment beim Fahren mit hoher oder niedriger Drehzahl verringert, wodurch Verbesserungen bei der Lebensdauer der Bauteile des Wandlers erzielt werden.

Vorzugsweise läßt die erste Leistungsübertragungseinrichtung die Leistung der Planetengetriebeeinrichtung durch den Wandler zirkulieren und die zweite Leistungsübertragungseinrichtung überträgt die Drehung der Antriebswelle unter Umgehung des Wandlers an die Planetengetriebeeinrichtung.

Entsprechend einem zweiten Gesichtspunkt der vorliegenden Erfindung ist ein stufenlos verstellbares Toroidgetriebe zur Verwendung als Getriebe bei einem Kraftfahrzeug vorgesehen, welches folgende Merkmale aufweist:

eine Antriebswelle, die drehbar mittels einer Antriebsquelle betätigbar ist;

eine Abtriebswelle, durch die eine Leistung, die von der Drehung der Antriebswelle stammt, aufnehmbar ist; einen Wandler, der zwischen der Antriebswelle und der Abtriebswelle angeordnet ist und umfaßt:

ein Paar von Antriebsscheiben, die sich in Verbindung mit der Drehung der Antriebswelle drehen,

ein Paar von Abtriebsscheiben, die koaxial zu den Antriebs scheiben angeordnet sind und sich synchron miteinander drehen, und

5 Antriebsrollkörper, die zwischen den Antriebsscheiben und Abtriebsscheiben angeordnet sind und die Scheiben ständig berühren und sich in einem Winkel drehen; eine Planetengetriebeeinrichtung, die zwischen der Antriebswelle und der Abtriebswelle angeordnet ist und umfaßt:

10 ein Sonnenrad, einen Zahnkranz, der um das Sonnenrad herum angeordnet ist,

eine Vielzahl von Planetenrädern, die zwischen dem Sonnenrad und dem Zahnkranz drehbar angeordnet sind, und

15 Planetenträger, die die Planetenräder abstützen, eine mechanische Andrückeinrichtung, die die Antriebs scheibe oder Abtriebsscheibe gegen die Abtriebsscheibe oder Antriebsscheibe über die Antriebsrollkörper drückt;

20 eine erste Leistungsübertragungseinrichtung, die die Drehung der Abtriebsscheiben an die Planetengetriebeeinrichtung überträgt; und die Leistung der Planetengetriebeeinrichtung durch den Wandler umlaufen läßt; und eine zweite Leistungsübertragungseinrichtung, die die Drehung der Antriebswelle unter Umgehung des Wandlers an

25 die Planetengetriebeeinrichtung überträgt.

Vorzugsweise drückt die mechanische Andrückeinrichtung die Abtriebsscheibe über die Antriebsrollkörper gegen die Abtriebsscheibe.

Vorzugsweise drückt die mechanische Andrückeinrichtung die Abtriebsscheibe über die Antriebsrollkörper gegen die Antriebsscheibe.

Vorzugsweise ist das Paar von Antriebsscheiben in der Mitte des Wandlers vorgesehen, so daß sie in gegenüberliegende Richtungen weisen; ist das Paar von Abtriebsscheiben so angeordnet, daß sie den Antriebsscheiben gegenüberliegen; und dreht das Sonnenrad die Abtriebswelle.

Vorzugsweise dreht das Sonnenrad die Abtriebswelle.

Vorzugsweise dreht der Zahnkranz die Abtriebswelle.

Vorzugsweise besteht die erste Leistungsübertragungs

40 einrichtung aus einer Gegenwelle, die die Drehung der Abtriebsscheibe an die Planetenträger überträgt und die Leistung von der Planetengetriebeeinrichtung durch den Wandler zirkuliert. Die zweite Leistungsübertragungseinrichtung ist vorzugsweise aus einer Umgehungsrolle aufgebaut, die

45 die Drehung der Antriebswelle unter Umgehung des Wandlers zur Planetengetriebeeinrichtung überträgt.

Vorzugsweise reicht die Umgehungsrolle durch das Innere des Wandlers und überträgt die Drehung der Antriebswelle an den Zahnkranz.

50 Vorzugsweise ist die Umgehungsrolle außerhalb des Wandlers angeordnet und überträgt die Drehung der Antriebswelle an den Zahnkranz.

Vorzugsweise überträgt die erste Leistungsübertragungseinrichtung die Drehung der Abtriebsscheibe an die Planetenträger und ist die zweite Leistungsübertragungseinrichtung aus einer Umgehungsrolle aufgebaut, die die Drehung der Antriebswelle und der Antriebsscheibe unter Umgehung des Wandlers an die Planetengetriebeeinrichtung überträgt.

Vorzugsweise überträgt die erste Leistungsübertragungseinrichtung die Drehung der Abtriebsscheibe an die Planetenträger und die zweite Leistungsübertragungseinrichtung besteht aus einer Umgehungsrolle, die die Drehung der Antriebswelle und die der Antriebsscheibe unter Umgehung des Wandlers an die Planetengetriebeeinrichtung überträgt.

65 Vorzugsweise ist die erste Leistungsübertragungseinrichtung aus einer Gegenwelle aufgebaut, die die Drehung der Abtriebsscheibe zu den Planetenträgern überträgt und die Leistung der Planetengetriebeeinrichtung durch den Wand

ler zirkuliert und die zweite Leistungsübertragungseinrichtung überträgt die Drehung der Antriebswelle an die Planetengetriebeeinrichtung unter Umgehung des Wandlers.

Vorzugsweise ist die erste Leistungsübertragungseinrichtung aus einer Gegenwelle aufgebaut, die die Drehung der Antriebsscheibe an das Sonnenrad überträgt und die Leistung der Planetengetriebeeinrichtung durch den Wandler zirkuliert, und ist die zweite Leistungsübertragungseinrichtung aus einer Umgehungswelle aufgebaut, die die Drehung der Antriebswelle an die Planetenträger unter Umgehung des Wandlers überträgt.

Vorzugsweise reicht die Umgehungswelle durch das Innere des Wandlers und überträgt die Drehung der Antriebswelle an die Planetenträger.

Vorzugsweise ist die Umgehungswelle außerhalb des Wandlers vorgesehen und überträgt die Drehung der Antriebswelle an die Planetenträger.

Entsprechend einem dritten Gesichtspunkt der vorliegenden Erfindung ist ein stufenlos verstellbares Toroidgetriebesystem zur Verwendung als Getriebe für ein Kraftfahrzeug vorgesehen, das folgende Merkmale aufweist:

eine Anfahrtkupplung, durch die ein Abtriebsleistung einer Antriebsquelle übertragbar ist;

eine Antriebswelle, die mittels der Antriebsquelle drehbar betätigbar ist;

eine Abtriebswelle, durch die eine Leistung, die von der Drehung der Antriebswelle stammt, aufnehmbar ist;

einen Wandler, der zwischen der Antriebswelle und der Abtriebswelle angeordnet ist und umfaßt:

ein Paar von Antriebsscheiben, die einander gegenüberliegend angeordnet sind und sich im Zusammenhang mit der Drehung der Antriebswelle drehen,

ein Paar von Abtriebsscheiben, die die zwischen dem Paar von Antriebsscheiben koaxial mit den Antriebsscheiben angeordnet sind und sich synchron miteinander drehen, und

Antriebsrollkörper, die zwischen den Antriebsscheiben und Abtriebsscheiben angeordnet sind und die Scheiben ständig berühren und sich in einem Winkel drehen;

eine Planetengetriebeeinrichtung, die zwischen der Antriebswelle und der Abtriebswelle angeordnet ist und umfaßt:

ein Sonnenrad, durch das die Abtriebswelle drehbar ist, einen Zahnkranz, der um das Sonnenrad herum angeordnet ist,

eine Vielzahl von Planetenrädern, die zwischen dem Sonnenrad und dem Zahnkranz drehbar angeordnet sind, und Planetengetriebe, durch die die Planetenräder abgestützt sind,

eine hydraulische Andrückeinrichtung, die zwischen der Antriebswelle und den Antriebsscheiben angeordnet ist und die Antriebsscheibe über die Antriebsrollkörper gegen die Abtriebsscheibe drückt;

eine erste Leistungsübertragungseinrichtung, die die Drehung der Abtriebsscheiben an die Planetenträger überträgt; und

eine zweite Leistungsübertragungseinrichtung, die die Drehung der Antriebswelle an den Zahnkranz überträgt.

Entsprechend einem vierten Gesichtspunkt der vorliegenden Erfindung ist ein stufenlos verstellbares Toroidgetriebesystem zur Verwendung als ein Getriebe für Kraftfahrzeuge vorgesehen, welches folgende Merkmale aufweist:

eine Antriebswelle, die mittels einer Antriebsquelle drehbar betätigbar ist;

eine Abtriebswelle, durch die eine Leistung, die von der Drehung der Antriebswelle stammt, aufnehmbar ist;

einen Wandler, der zwischen der Antriebswelle und der Abtriebswelle angeordnet ist und umfaßt:

ein Paar von Antriebsscheiben, die sich basierend auf der

Drehung der Antriebswelle drehen, ein Paar von Abtriebsscheiben, die koaxial zu den Antriebsscheiben angeordnet sind und die sich synchron zueinander drehen, und

5 Antriebsrollkörper, die zwischen den Antriebsscheiben und Abtriebsscheiben vorgesehen sind und die Scheiben ständig berühren und sich in einem Winkel drehen;

eine Planetengetriebeeinrichtung, die zwischen der Antriebswelle und der Abtriebswelle angeordnet ist und umfaßt:

ein Sonnenrad,

einen Zahnkranz, der um das Sonnenrad herum angeordnet ist,

eine Vielzahl von Planetenrädern, die zwischen dem Sonnenrad und dem Zahnkranz drehbar angeordnet sind, und Planetenträger, durch die die Planetenräder abgestützt sind,

eine Lastnocke, die zwischen der Antriebswelle und den Antriebsscheiben angeordnet ist und die die Antriebsscheibe über die Antriebsrollkörper gegen die Abtriebsscheibe preßt; und

eine Leistungsübertragungswelle, die koaxial zur Antriebswelle angeordnet ist, wobei die Drehung der Leistungsübertragungswelle frei in das Sonnenrad oder den Zahnkranz oder den Planetenträger einleitbar ist; die Drehung des Paars

25 von Abtriebsscheiben über das Sonnenrad, den Zahnkranz und die Planetenträger frei in ein anderes Teil eingeleitet wird, zu dem die Drehung der Leistungsübertragungswelle nicht übertragen wird; und das andere eine Teil, zu dem weder die Drehung der Leistungsübertragungswelle noch die

30 Drehung der Abtriebsscheibe übertragen wird, über das Sonnenrad oder den Zahnkränze oder den Planetenträger mit der Abtriebswelle verbunden ist.

Bei dem wie oben beschrieben aufgebauten, stufenlos verstellbaren Toroidgetriebe wird die Kupplung beim Fahren

35 mit niedriger Drehzahl so umgeschaltet, daß die Planetenträger der Planetengetriebeeinrichtung mit dem Zahnkranz verbunden sind und die zweite Übertragungseinrichtung vom Zahnkranz gelöst ist. Zum Zeitpunkt des Fahrens mit niedrigen Drehzahlen wird das Übersetzungsverhältnis

40 des Getriebes von der Antriebsscheibe zur Abtriebsscheibe wie bei den herkömmlichen Wandlern gewandelt. Daher ist in diesem Zustand das Übersetzungsverhältnis des Getriebes von der Antriebswelle zur Abtriebswelle, d. h. das Übersetzungsverhältnis des gesamten, stufenlos verstellbaren Ge

45 triebesystems, proportional zum Übersetzungsverhältnis des Wandlers. Des weiteren ist in diesem Zustand das in den Wandler eingeleitete Drehmoment gleich dem auf die Antriebswelle wirkenden Drehmoment.

Im Gegensatz dazu wird beim Fahren mit hoher Drehzahl die Kupplung so geschaltet, daß die zweite Leistungsübertragungseinrichtung mit dem Zahnkranz verbunden ist und die Planetenträger vom Zahnkranz gelöst sind. Dadurch

überträgt die Planetengetriebeeinrichtung eine Leistung von der Abtriebswelle zur Antriebswelle. Des weiteren wird in 55 diesem Zustand ein Drehmoment vom Planetenträger, der Teil der Planetengetriebeeinrichtung ist, über die zweite Leistungsübertragungseinrichtung an die Abtriebsscheibe des Wandlers übertragen. In diesem Zustand ändert sich das Übersetzungsverhältnis des gesamten, stufenlos verstellbaren Ge

60 triebesystems in Abhängigkeit von der Umlaufgeschwindigkeit des Planetengetriebes. Aus diesem Grund kann das Übersetzungsverhältnis des gesamten, stufenlos verstellbaren Getriebesystems geregelt werden, solange sich die Umlaufgeschwindigkeit des Planetengetriebes durch

65 eine Änderung des Übersetzungsverhältnisses des Wandlers ändert. Kurzum ändert sich das Übersetzungsverhältnis des gesamten, stufenlos verstellbaren Getriebes in Richtung einer Drehzahlverringerung, während sich das Übersetzungs-

verhältnis des Wandlers in Richtung einer Drehzahlerhöhung verändert. Bei derartigen Fahrbedingungen mit hohen Drehzahlen wird ein kleineres Drehmoment in den Wandler eingeleitet, da sich das Übersetzungsverhältnis des Wandlers in Richtung einer Drehzahlverringerung ändert, um das Übersetzungsverhältnis des gesamten, stufenlos verstellbaren Getriebesystems in Richtung der Drehzahlerhöhung zu ändern. Im Ergebnis wird beim Fahren mit hoher Drehzahl das in den Wandler eingeleitete Drehmoment reduziert, wodurch die Lebensdauer der Bauteile des Wandlers erhöht wird.

#### KURZE BESCHREIBUNG DER ZEICHNUNGEN

Fig. 1 zeigt ein Systemdiagramm, in dem ein stufenlos verstellbares Toroidgetriebesystem entsprechend einem ersten Ausführungsbeispiel der vorliegenden Erfindung dargestellt ist;

Fig. 2 zeigt ein Diagramm, in dem die Beziehung zwischen einer Fahrzeuggeschwindigkeit und einer der Antriebsscheibe zugeführten Leistung/Motorleistung entsprechend dem ersten Ausführungsbeispiel dargestellt ist;

Fig. 3 zeigt ein Systemdiagramm, in dem ein stufenlos verstellbares Toroidgetriebesystem entsprechend einem zweiten Ausführungsbeispiel der vorliegenden Erfindung dargestellt ist;

Fig. 4 zeigt ein Systemdiagramm, in dem ein stufenlos verstellbares Toroidgetriebesystem entsprechend einem dritten Ausführungsbeispiel der vorliegenden Erfindung dargestellt ist;

Fig. 5 zeigt ein Systemdiagramm, in dem ein stufenlos verstellbares Toroidgetriebesystem entsprechend einem vierten Ausführungsbeispiel der vorliegenden Erfindung dargestellt ist;

Fig. 6 zeigt ein Systemdiagramm, in dem ein stufenlos verstellbares Toroidgetriebesystem entsprechend einem fünften Ausführungsbeispiel der vorliegenden Erfindung dargestellt ist;

Fig. 7 zeigt ein Systemdiagramm, in dem ein stufenlos verstellbares Toroidgetriebesystem entsprechend einem sechsten Ausführungsbeispiel der vorliegenden Erfindung dargestellt ist;

Fig. 8 zeigt ein Systemdiagramm, in dem ein stufenlos verstellbares Toroidgetriebesystem entsprechend einem siebten Ausführungsbeispiel der vorliegenden Erfindung dargestellt ist;

Fig. 9 zeigt ein Diagramm, in dem die Beziehung zwischen einer Fahrzeuggeschwindigkeit und einer der Antriebsscheibe zugeleiteten Leistung/Motorleistung entsprechend einem achtten Ausführungsbeispiel dargestellt ist;

Fig. 10 zeigt ein Systemdiagramm, in dem ein stufenlos verstellbares Toroidgetriebesystem entsprechend einem achten Ausführungsbeispiel der vorliegenden Erfindung dargestellt ist;

Fig. 11 zeigt ein Systemdiagramm, in dem ein stufenlos verstellbares Toroidgetriebesystem entsprechend einem neunten Ausführungsbeispiel der vorliegenden Erfindung dargestellt ist;

Fig. 12 zeigt ein Systemdiagramm, in dem ein stufenlos verstellbares Toroidgetriebesystem entsprechend einem zehnten Ausführungsbeispiel der vorliegenden Erfindung dargestellt ist;

Fig. 13 zeigt ein Systemdiagramm, in dem ein stufenlos verstellbares Toroidgetriebesystem entsprechend einem elften Ausführungsbeispiel der vorliegenden Erfindung dargestellt ist;

Fig. 14 zeigt ein Systemdiagramm, in dem ein stufenlos verstellbares Toroidgetriebesystem entsprechend einem

zwölftes Ausführungsbeispiel der vorliegenden Erfindung dargestellt ist;

Fig. 15 zeigt ein Systemdiagramm, in dem ein stufenlos verstellbares Toroidgetriebesystem entsprechend einem dreizehnten Ausführungsbeispiel der vorliegenden Erfindung dargestellt ist;

Fig. 16 zeigt ein Systemdiagramm, in dem ein stufenlos verstellbares Toroidgetriebesystem entsprechend einem vierzehnten Ausführungsbeispiel der vorliegenden Erfindung dargestellt ist;

Fig. 17 zeigt ein Systemdiagramm, in dem ein stufenlos verstellbares Toroidgetriebesystem entsprechend einem fünfzehnten Ausführungsbeispiel der vorliegenden Erfindung dargestellt ist;

Fig. 18 zeigt ein Systemdiagramm, in dem ein stufenlos verstellbares Toroidgetriebesystem entsprechend einem sechzehnten Ausführungsbeispiel der vorliegenden Erfindung dargestellt ist;

Fig. 19 zeigt ein Systemdiagramm, in dem ein stufenlos verstellbares Toroidgetriebesystem entsprechend einem siebzehnten Ausführungsbeispiel der vorliegenden Erfindung dargestellt ist;

#### GENAUE BESCHREIBUNG DER BEVORZUGTEN AUSFÜHRUNGSBEISPIELE

Im folgenden werden bevorzugte Ausführungsbeispiele der vorliegenden Erfindung unter Bezugnahme auf die beiliegenden Zeichnungen beschrieben.

Die Fig. 1 und 2 zeigen ein stufenlos verstellbares Toroidgetriebe entsprechend einem ersten Ausführungsbeispiel der Erfindung. Dabei ist Fig. 1 ein Systemdiagramm, in dem ein stufenlos verstellbares Toroidgetriebesystem mit einem zweifachen Hohlraum entsprechend einem ersten Ausführungsbeispiel der vorliegenden Erfindung gezeigt ist.

Fig. 2 zeigt eine Zeichnung, in der die Beziehung zwischen einer Fahrzeuggeschwindigkeit und einer in eine Antriebsscheibe eingeleiteten Leistungs/Motorleistung entsprechend dem ersten Ausführungsbeispiel dargestellt ist.

In Fig. 1 bezeichnet das Bezeichnungszeichen 1 ein stufenlos verstellbares Toroidgetriebe, welches einen Wandler 2 und eine Planetengetriebeeinrichtung 3 aufweist. Der Wandler 2 ist mittels eines Lagers oder ähnlichem drehbar an einem Befestigungsabschnitt gelagert und weist eine Antriebswelle 6 auf, die an einem Ende mit einer Antriebsquelle 5 wie beispielsweise einem Motor verbunden ist.

Eine mechanische Lastnocke 8, die als eine mechanische Anpressseinrichtung dient, ist an der Antriebswelle 6 mittels einer Anfahrtskupplung 7 vorgesehen. Mittels dieser mechanischen Lastnocke 8 wird eine Leistung an den Wandler 2 übertragen. Der Wandler 2 ist mit einem Paar von Antriebsscheiben 10a, 10b versehen, die derart angeordnet sind, daß sie einander gegenüberliegen und sich in Verbindung mit der Antriebswelle 6 drehen. Ein Paar von Abtriebsscheiben 11a, 11b sind konzentrisch zueinander zwischen dem Paar von Antriebsscheiben 10a, 10b so angeordnet, daß sie Spiel bezüglich der Antriebswelle 6 haben. Die Abtriebsscheiben 11a, 11b drehen sich synchron miteinander.

Eine Vielzahl von Antriebsrollkörpern 12 ist derart angeordnet, daß sie sich frei in einem Winkel zwischen den Antriebsscheiben 10a, 10b und den Abtriebsscheiben 11a, 11b drehen und die Scheiben ständig berühren. Die Abtriebsscheiben 11a, 11b sind mit der Antriebswelle 6 über eine Welle 13 mit Spielpassung verbunden, die um die Antriebswelle 6 herum mit Spielpassung angeordnet ist. Bei diesem Wandler 2 wird das zur Antriebswelle 6 geleitete Drehmoment über die Antriebsscheiben 10a, 10b, die Antriebsrollkörper 12 und die Abtriebsscheiben 11a, 11b an die Welle 13

mit Spielpassung übertragen. Ein Übersetzungsverhältnis des Wandlers 2, d. h., ein Wert, der durch Division der Drehgeschwindigkeiten der Abtriebsscheiben 11a, 11b durch die Drehgeschwindigkeit der Antriebsscheiben 10a, 10b erhalten wird, wird durch den Neigungswinkel der Antriebsrollkörper 12 bestimmt.

Insbesondere nimmt das Übersetzungsverhältnis einen neutralen Wert von eins an, wenn die Antriebsrollkörper 12 in einem waagerechten Zustand gehalten sind. Wenn die Antriebsrollkörper 12 um einen Winkel in eine Richtung gedreht werden, in der sich die Abschnitte der Antriebsrollkörper 12, die den Abtriebsscheiben 11a, 11b gegenüberliegen, von der Antriebswelle 6 entfernen, dann nimmt das Übersetzungsverhältnis ab, um der Neigung zu entsprechen. Wenn umgekehrt die Antriebsrollkörper 12 um einen Winkel in eine Richtung gedreht werden, in der sich die Abschnitte der Antriebsrollkörper 12, die den Abtriebsscheiben 11a, 11b gegenüberliegen, von der Antriebswelle 6 entfernen, dann nimmt das Übersetzungsverhältnis zu, um der Neigung zu entsprechen. Ein erstes Kettenrad 14 ist auf die Spielpassungswelle 13 gepaßt und steht über eine Kette 15 mit dem zweiten Kettenrad 17 in Verbindung, das an der Gegenwelle 16, die die erste Leistungsübertragungseinrichtung darstellt, vorgesehen ist.

Die Gegenwelle 16 ist aus einem Rohr geformt und mit ihrem anderen Ende mit einem ersten Zahnrad 18a verbunden. Das erste Zahnrad 18a steht im Eingriff mit einem zweiten Zahnrad 18b, das auf einer mittleren Welle 19 vorgesehen ist. Zusammen mit der Planetengetriebeeinrichtung 3 bildet die mittlere Welle 19 eine erste Leistungsübertragungseinrichtung.

Nun wird die Planetengetriebeeinrichtung 3 beschrieben. Die Planetengetriebeeinrichtung 3 umfaßt ein Sonnenrad 21 mit einer Abtriebswelle 20, eine Vielzahl von Planetenrädern 22, die mit dem Sonnenrad 21 im Eingriff stehen, Planetenträger 23, die die Planetenräder 22 miteinander verbinden, und einen Zahnkranz 24, der sich mit den Planetenräder 22 im Eingriff befindet. Der Zahnkranz 24 ist mit der mittleren Welle 19 verbunden. Des weiteren ist eine Rückwärtskupplung 27 zwischen dem Zahnkranz 24 und einem Gehäuse (nicht gezeigt) der Planetengetriebeeinrichtung 3 angeordnet. Diese Kupplung erlaubt oder beschränkt die Drehung des Zahnkranges 24. Des weiteren ist eine Kupplung 26 für die niedrigen Drehzahlen zwischen den Planetenträgern 23 und dem Zahnkranz 24 angeordnet, um die Leistungsübertragung zu ermöglichen oder zu unterbrechen.

Ein drittes Zahnrad 28 ist zwischen der Anfahrkupplung 7 der Antriebswelle 6 und der mechanischen Lastnocke 8 angeordnet, wodurch eine zweite Leistungsübertragungseinrichtung gebildet wird. Das dritte Zahnrad 28 steht mit einem vierten Zahnrad 30 im Eingriff, das an einem Ende einer Umgehungsrolle 29 angeordnet ist. Die Umgehungsrolle 29 überträgt die Leistung unter Umgehung des Wandlers 2 und reicht durch die Gegenwelle 16 hindurch. Die Umgehungsrolle 29 ist an ihrem anderen Ende mit einer Getriebewelle 32 über eine Kupplung 31 für die hohen Drehzahlen verbunden. Ein fünftes Zahnrad 32 steht mit einem sechsten Zahnrad 34 des Gehäuses 25, welches sich zusammen mit dem Zahnkranz 24 der Planetengetriebeeinrichtung 3 dreht, im Eingriff.

Im folgenden wird nun die Funktion des stufenlos verstellbaren Getriebesystems entsprechend des ersten Ausführungsbeispiel beschrieben.

Die Antriebswelle 6 steht zunächst still und der Wandler 2 befindet sich in der Stellung der maximalen Untersetzung. Des weiteren befinden sich die Kupplung 31 für die hohen Drehzahlen, die Kupplung 26 für die niedrigen Drehzahlen und die Kupplung 27 für den Rückwärtsgang im ausgerück-

ten Zustand. In diesem Zustand beginnt die Drehung der Antriebswelle in einer vorbestimmten Richtung durch Einrücken der Anfahrkupplung 7 und mittels der Antriebsquelle 5. Die Antriebsscheiben 10a, 10b des Wandlers 2 drehen sich mit derselben Drehgeschwindigkeit in dieselbe Richtung wie die Antriebswelle 6. Dies findet im Zusammenhang mit der Drehung der Antriebswelle 6 statt. Da die Antriebsrollkörper 12 sich zu diesem Zeitpunkt in der Stellung der maximalen Untersetzung befinden, wird die Drehung der Antriebsscheiben 10a, 10b über die Antriebsrollkörper 12 an die Abtriebsscheiben 11a, 11b übertragen, um eine Drehung in eine Richtung zu erzeugen, die der Drehung der Antriebsscheiben 10a, 10b entgegengesetzt ist. Die erzeugte Drehung weist eine niedrigere Drehgeschwindigkeit auf als die der Antriebswelle 6.

Als Folge rotiert die Spielpassungswelle 13 und eine Leistung wird an das erste Kettenrad 14, die Kette 15 und das zweite Kettenrad 17 übertragen, wobei sich die ersten und zweiten Zahnräder 18a, 18b über die Gegenwelle 16 ebenfalls drehen. In diesem Zustand sind jedoch die Kupplung 26 für die niedrigen Drehzahlen und die Kupplung 27 für den Rückwärtsgang ausgerückt und die Planetenräder 22 und die Planetenträger 23 drehen sich frei. Die Drehkraft wird nicht an das mit der Abtriebswelle 20 verbundene Sonnenrad 21 übertragen und die Abtriebswelle 20 ist festgehalten.

Bei festgehaltener Abtriebswelle 20 sind die Anfahrkupplung 7 und die Kupplung 26 für die niedrigen Drehzahlen ebenfalls eingerückt, wodurch die Kupplung 31 für die hohen Drehzahlen und die Kupplung 27 für den Rückwärtsgang ausgerückt werden. Als Ergebnis wird der Zahnkranz 24 in einem eingerückten Zustand überführt. Das Sonnenrad 21 dreht sich aufgrund der Drehkraft des zweiten Zahnrades 18b über die Planetenräder 22, wobei die Drehkraft an die Abtriebswelle 20 übertragen wird. Dadurch wird eine erste Betriebsart zur Vorwärtsbewegung bewirkt, bei der sich die Abtriebswelle 20 in dieselbe Richtung wie die Antriebswelle 6 dreht.

Während die erste Betriebsart zur Vorwärtsbewegung beibehalten wird, wird der Wandler 2 in Richtung einer Übersetzung geschaltet, d. h., daß die Antriebsrollkörper 12 um einen Winkel in eine Richtung gedreht werden, bei der die Abschnitte der Antriebsrollkörper 12, die den Abtriebsscheiben 11a, 11b gegenüberliegen, sich der Antriebswelle 6 annähern. Die Drehgeschwindigkeit der Gegenwelle 16 steigt in Übereinstimmung mit der Neigung der Antriebsrollkörper 12. Zusammen mit einem Anstieg der Drehgeschwindigkeit der Gegenwelle 16 steigt die Drehgeschwindigkeit der Planetenräder 22 der Planetengetriebeeinheit 3. Außerdem steigt die Drehgeschwindigkeit der Abtriebswelle 20, was in einem Anstieg des Übersetzungsverhältnisses des gesamten, stufenlos verstellbaren Toroidgetriebesystems 1 resultiert.

Als nächstes wird die Kupplung 31 für die hohen Drehzahlen verbunden, um dadurch die Kupplung 26 für die niedrigen Drehzahlen und die Kupplung 27 für den Rückwärtsgang auszurücken. Dann wird die Anfahrkupplung 7 verbunden, wodurch die Drehung der Antriebswelle 6 über das dritte Zahnrad 28 an das vierte Zahnrad 30 übertragen wird, um dadurch die Umgehungsrolle 29 zu drehen. Die Drehung der Umgehungsrolle 29 wird über die Kupplung 31 für die hohen Drehzahlen an die Getriebewelle 32 übertragen. Die Drehung der Getriebewelle 32 wird an den Zahnkranz 24 der Planetengetriebeeinrichtung 3 über die fünften und sechsten Zahnräder 33, 34 übertragen. Die Drehung des Zahnkranges 24 wird an das Sonnenrad 21 über die Vielzahl von Planetenräder 22 übertragen, wodurch sich die mit dem Sonnenrad 21 verbundene Abtriebswelle 20

dreht.

Unter der Annahme, daß die Planetenträger 23 feststehen, an denen die Planetenräder 22 gelagert sind, wenn der Zahnkranz 24 auf die Antriebssseite umgeschaltet wird, erhöht sich die Geschwindigkeit bei einem Übersetzungsverhältnis des Getriebes, das einem Verhältnis der Zähnezahlen des Zahnkranzes 24 und des Sonnenrades 21 entspricht. Die durch die Planetenträger 23 gehaltenen Planetenräder 22 drehen sich um das Sonnenrad 21 und das Übersetzungsverhältnis des gesamten, stufenlos verstellbaren Getriebes ändert sich im Zusammenhang mit der Umlaufgeschwindigkeit der Planetenräder 22. Aus diesem Grund kann das Übersetzungsverhältnis des gesamten, stufenlos verstellbaren Getriebesystems eingestellt werden, solange sich das Übersetzungsverhältnis des Wandlers 2 und die Drehgeschwindigkeit der Planetenräder 22 sich ändern.

Beim Fahren mit hoher Drehzahl drehen sich insbesondere die Planetenräder 22 und der Zahnkranz 24 in dieselbe Richtung. Je größer die Umlaufgeschwindigkeit der Planetenräder 22 ist, desto größer ist die Drehgeschwindigkeit der mit dem Sonnenrad 21 befestigten Abtriebswelle 20. Wenn beispielsweise die Umlaufgeschwindigkeit und die Drehgeschwindigkeit des Zahnkranzes 24 (die beide Winkelgeschwindigkeiten darstellen) einander gleich werden, dann wird die Drehgeschwindigkeit des Zahnkranzes 24 gleich der der Abtriebswelle 20. Wenn die Umlaufgeschwindigkeit niedriger ist als die Drehgeschwindigkeit des Zahnkranzes 24, dann wird die Drehgeschwindigkeit der Abtriebswelle 20 größer als die des Zahnkranzes 24. Wenn dagegen die Umlaufgeschwindigkeit höher ist als die Drehgeschwindigkeit des Zahnkranzes 24, dann wird die Drehgeschwindigkeit der Abtriebswelle 20 kleiner als die Drehgeschwindigkeit des Zahnkranzes 24.

Dementsprechend ändert sich das Übersetzungsverhältnis des gesamten, stufenlos verstellbaren Toroidgetriebes 1 sich in Richtung einer Drehzahlerhöhung, wenn beim Fahren mit hoher Drehzahl das Übersetzungsverhältnis des Wandlers 2 in Richtung eines Drehzahlabfalls umgeschaltet wird. Bei einem derartigen Fahrzustand mit einer hohen Drehzahl wird das Drehmoment nicht von den Antriebsscheiben 10a, 10b sondern von den Abtriebsscheiben 11a, 11b dem Wandler 2 zugeführt (unter der Voraussetzung, daß das auf den Wandler wirkende Drehmoment zum Zeitpunkt des Fahrens mit niedriger Drehzahl als positives Drehmoment bezeichnet wird, dann wirkt auf den Wandler ein negatives Drehmoment). Insbesondere wird das von der Antriebsquelle 5 zur Antriebswelle 6 übertragene Drehmoment über die zweite Leistungsübertragungseinrichtung, d. h. die Umgehungsquelle 29, an den Zahnkranz 24 der Planetengetriebeeinrichtung 3 übertragen, bevor die mechanische Lastnocke 8 auch die Antriebsscheibe 10a drückt, während die Kupplung 31 für die hohen Drehzahlen im eingerückten Zustand gehalten wird. Demzufolge wird im wesentlichen kein Drehmoment von der Antriebswelle 6 über die mechanische Lastnocke 8 an die Antriebsscheiben 10a, 10b übertragen.

Ein Teil des Drehmoments, das über die zweite Leistungsübertragungseinrichtung an den Zahnkranz 24 der Planetengetriebeeinrichtung 3 übertragen wird, wird von den Planetenräder 22 über die Planetenträger 23 und die erste Leistungsübertragungseinrichtung an die Abtriebsscheiben 11a, 11b geleitet. Auf diese Weise wird das umlaufende Leistungsmoment, das von den Abtriebsscheiben 11a, 11b auf den Wandler 2 wirkt, kleiner, während das Übersetzungsverhältnis des Wandlers 2 in Richtung des Drehmomentabfalls geschaltet wird, um das Übertragungsverhältnis des gesamten, stufenlos verstellbaren Toroidgetriebesystems 1 in Richtung der Drehmoment erhöhung zu schalten.

Vorausgesetzt beispielsweise, daß das umlaufende Le-

stungsmoment, das auf den Wandler 2 von den Abtriebs scheiben 11a, 11b her wirkt, 30% beträgt, drücken die Antriebsrollkörper 12 die mechanische Lastnocke 8 über die Antriebsscheibe 10a mit 30% ihrer Leistung. Dabei ist das dritte Zahnrad 28 vor der mechanischen Lastnocke 8 vorgesehen, obwohl die mechanische Spanneinrichtung 8 die Antriebsscheibe 10a mit 100% ihrer Leistung drückt. Daher wird die Leistung vom dritten Zahnrad 28 über das vierte Zahnrad 30 zur Umgehungsquelle 29 geleitet und nur 30% der Leistung werden an die mechanische Lastnocke 8 geleitet. Dementsprechend wird keine übermäßige Anpreßkraft auf den Wandler 2 ausgeübt und man erhält eine passende Axialkraft (Schubkraft), wodurch der Wirkungsgrad der Übertragung verbessert wird. Wie in Fig. 2 gezeigt ist, wird das in den Wandler 2 eingeleitete Drehmoment beim Fahren mit hoher Drehzahl verringert, wodurch die Lebensdauer der Bauteile des Wandlers 2 erhöht wird.

Wenn als nächstes die Abtriebswelle 20 sich in umgekehrter Richtung dreht, um das Kraftfahrzeug nach rückwärts zu bewegen, werden die Kupplung 26 für die niedrigen Drehgeschwindigkeiten und die Kupplung 31 für die hohen Drehgeschwindigkeiten ausgerückt, wodurch die Kupplung 27 eingerückt wird. Als Ergebnis ist der Zahnkranz 24 der Planetengetriebeeinrichtung 3 festgehalten und die Planetenräder 22 routieren/laufen um das Sonnenrad 21, während sie sich im Eingriff mit dem Zahnkranz 24 und dem Sonnenrad 21 befinden. Dementsprechend dreht sich das Sonnenrad 21 und die Abtriebswelle 20, die mit dem Sonnenrad 21 verbunden ist, beim Fahren mit hoher Drehzahl in eine Richtung, die der Richtung beim Fahren mit niedriger Drehzahl entgegengesetzt ist.

Beim vorangehenden ersten Ausführungsbeispiel wird eine geeignete Axiallast erzeugt und der Wirkungsgrad der Übertragung verbessert. Da die Umgehungsquelle 29 durch die Gegenwelle 16 hindurchreicht, ist ein Aufbau mit zwei Wellen möglich, wodurch das gesamte, stufenlos verstellbare Getriebesystem eine sehr kompakte Bauweise erhält.

Fig. 3 zeigt ein zweites Ausführungsbeispiel der vorliegenden Erfindung. Diejenigen Bauteile, die identisch zu denen des ersten Ausführungsbeispiels sind, sind mit den gleichen Bezeichnungen versehen und auf ihre Erläuterung wird im folgenden verzichtet. Bei dem zweiten Ausführungsbeispiel ist ein erstes Zahnrad 18a mit dem anderen Ende der Gegenwelle 16 verbunden, wodurch eine erste Leistungsübertragungseinrichtung gebildet wird. Das erste Zahnrad 18a befindet sich im Eingriff mit einem zweiten Zahnrad 18b, das auf eine Spielpassungswelle 35 aufgepaßt ist, die sich zusammen mit den Planetenträgern 23 der Planetengetriebeeinrichtung 3 einstückig dreht.

Im Gegensatz dazu reicht die Umgehungsquelle 29, die mit der Anfahrkupplung 7 der Antriebswelle 6 verbunden ist und die zweite Leistungsübertragungseinrichtung darstellt, durch die mechanische Lastnocke 8 und die Mitte des Wandlers 2 so weit hindurch, bis sie in Richtung der Planetengetriebeeinrichtung 3 herausragt. Das andere Ende der Umgehungsquelle 29 ist mit der Getriebewelle 32 über die Kupplung 31 für die hohen Drehzahlen verbunden. Die Getriebewelle 32 ist außerdem mit dem Zahnkranz 24 verbunden. Insbesondere reicht die Umgehungsquelle 29 durch die mechanische Lastnocke 8 und die Mitte des Wandlers 2, wodurch der Wandler 2 umgangen wird. Das in den Wandler 2 eingeleitete Drehmoment wird beim Fahren mit hoher Drehzahl verringert, wie beim ersten Ausführungsbeispiel. Daher wird die Lebensdauer der Bauteile, die den Wandler 2 bilden, verbessert. Des weiteren reicht die Umgehungsquelle 29 durch den Wandler hindurch, wodurch ein Aufbau mit zwei Wellen möglich wird und die Bauweise des gesamten, stufenlos verstellbaren Getriebes kompakt gehalten werden

kann.

Fig. 4 zeigt ein drittes Ausführungsbeispiel der vorliegenden Erfindung. Diejenigen Bauteile, die dieselben wie beim ersten und zweiten Ausführungsbeispiel sind, sind mit den gleichen Bezugszeichen versehen und auf ihre Erläuterung wird im folgenden verzichtet. Beim dritten Ausführungsbeispiel ist das erste Zahnrad 18a mit dem anderen Ende der Gegenwelle 16 verbunden, die die erste Leistungsübertragungseinrichtung bildet. Das erste Zahnrad 18a befindet sich mit dem zweiten Zahnrad 18b im Eingriff, das auf der Spielpassungswelle 35 sitzt, welche sich wiederum zusammen mit den Planetenträgern 23 der Planetengetriebeeinrichtung 3 einstückig dreht.

Das dritte Zahnrad 28, das die zweite Leistungsübertragungseinrichtung darstellt, ist zwischen der Anfahrkupplung 7 der Antriebswelle 6 und der mechanischen Lastnocke 8 angeordnet. Das dritte Zahnrad 28 befindet sich mit dem vierten Zahnrad 30, das an dem einen Ende der Umgehungsquelle 29 vorgesehen ist, im Eingriff. Die Umgehungsquelle 29 ist außerhalb des Wandlers 2 parallel zur Mittelachse des Wandlers 2 angeordnet. Ein fünftes Zahnrad 36 ist am anderen Ende der Umgehungsquelle 29 angeordnet.

Eine mittlere Welle 37 ist zwischen dem Wandler 2 und der Planetengetriebeeinrichtung 3 angeordnet. Ein sechstes Zahnrad 38, welches sich im Eingriff mit dem fünften Zahnrad 36 befindet, ist an der mittleren Welle 37 angeordnet. Die mittlere Welle 37 ist mit der Getriebewelle 32 über die Kupplung 31 für die hohen Drehzahlen verbunden. Die Getriebewelle 32 ist mit dem Zahnkranz 24 verbunden. Insbesondere geht die Umgehungsquelle 29 außerhalb der mechanischen Lastnocke 8 und dem Wandler 2 vorbei, wodurch der Wandler 2 umgangen wird. Das in dem Wandler 2 beim Fahren mit hoher Drehzahl geleitete Drehmoment wird verringert, wie beim ersten und zweiten Ausführungsbeispiel. Dementsprechend wird die Lebensdauer der Bauteile erhöht.

Fig. 5 zeigt ein viertes Ausführungsbeispiel der vorliegenden Erfindung. Die Bauteile, die denen entsprechen, die bei dem ersten Ausführungsbeispiel beschrieben sind, sind mit den gleichen Bezugszeichen versehen und auf ihre Erläuterung wird im folgenden verzichtet. Das Paar von Antriebsscheiben 10a, 10b ist beim vierten Ausführungsbeispiel in der Mitte des Wandlers 2 angeordnet, um in entgegengesetzte Richtungen zu zeigen. Das Paar von Abtriebsscheiben 11a, 11b sind an den Außenseiten des Wandlers 2 angeordnet, um so den Antriebsscheiben 10a, 10b gegenüber zu liegen. Des weiteren ist die Antriebsscheibe 10a mit der mechanischen Lastnocke 8 versehen.

Das dritte Zahnrad 28 ist auf der Antriebswelle 6 vorgesehen und das vierte Zahnrad 30 ist an dem einen Ende der Umgehungsquelle 29 vorgesehen und befindet sich mit dem dritten Zahnrad 28 im Eingriff. Das zweite Kettenrad 17 ist an einer mittleren Position der Umgehungsquelle 29 angeordnet. Das zweite Kettenrad 17 ist über die Kette 15 mit dem ersten Kettenrad 14 verbunden, das auf der Spielpassungswelle 13 der Antriebsscheiben 10a, 10b angeordnet ist. Das andere Ende der Umgehungsquelle 29 ist mit der Getriebewelle 32 über die Kupplung 31 für die hohen Drehzahlen verbunden. Das fünfte Zahnrad 33 ist an der Getriebewelle 32 vorgesehen. Das fünfte Zahnrad 33 befindet sich mit dem sechsten Zahnrad 34 des Gehäuses 25 im Eingriff, welches sich zusammen mit dem Zahnkranz 24 der Planetengetriebeeinrichtung 3 einstückig dreht.

Beim vierten Ausführungsbeispiel wird die Drehung der Antriebswelle 6 über das dritte und vierte Zahnrad 28, 29 an die Umgehungsquelle 29 übertragen. Die Leistung wird über das zweite Kettenrad 17 und die Kette 15 in dieser Reihenfolge zum ersten Kettenrad 14 geleitet, wobei sich die An-

triebsscheiben 10a, 10b drehen.

Des weiteren eliminiert der Aufbau des stufenlos verstellbaren Getriebesystems entsprechend dem vierten Ausführungsbeispiel die Gegenwelle und umgeht den Wandler 2 über die Umgehungsquelle 29, die außerhalb des Wandlers 2 vorgesehen ist. Das Drehmoment, das den Wandler 2 beim Fahren mit hoher Drehzahl zugeführt wird, wird wie beim ersten Ausführungsbeispiel verringert. Demzufolge wird die Lebensdauer der Bauteile des Wandlers 2 verbessert. Des weiteren ermöglicht der Verzicht auf die Gegenwelle einen Aufbau mit zwei Wellen, wodurch die Bauart des gesamten, stufenlos verstellbaren Getriebes sehr kompakt wird.

Fig. 6 zeigt ein fünftes Ausführungsbeispiel der vorliegenden Erfindung. Die Bauteile, die den Bauteilen des vierten Ausführungsbeispiels entsprechen, sind mit den gleichen Bezugszeichen versehen und auf ihre Erläuterung wird im folgenden verzichtet. Das Paar der Antriebsscheiben 10a, 10b ist beim vierten Ausführungsbeispiel in der Mitte des Wandlers 2 angeordnet, um so in entgegengesetzte Richtungen zu weisen. Das Paar von Abtriebsscheiben 11a, 11b ist an den Außenseiten des Wandlers angeordnet, um so den Antriebsscheiben 10a, 10b gegenüber zu liegen. Des weiteren ist die Abtriebsscheibe 11b mit der mechanischen Lastnocke 8 versehen und die Leistung wird auf dieselbe Weise wie beim vierten Ausführungsbeispiel übertragen. Auf ihre Erläuterung wird daher verzichtet.

Fig. 7 zeigt ein sechstes Ausführungsbeispiel der vorliegenden Erfindung. Diejenigen Bauteile, die den Bauteilen des zweiten Ausführungsbeispiels entsprechen, sind mit denselben Bezugszeichen versehen und auf ihre Erläuterung wird im folgenden verzichtet. Die Abtriebsscheiben 11a, 11b des Wandlers 2 sind beim sechsten Ausführungsbeispiel mit der mechanischen Lastnocke 8 versehen. Die Drehung der Abtriebsscheiben 11a, 11b wird über das erste Kettenrad 14 und die Kette 15 in dieser Reihenfolge an das zweite Kettenrad 17 übertragen, wodurch die Gegenwelle 16 sich dreht.

Eine Leistungsübertragungswelle 29a reicht durch den Wandler 2 und ragt in Richtung der Planetengetriebeeinrichtung vor. Das andere Ende der Leistungsübertragungswelle 29a ist mit der Getriebewelle 32 über die Kupplung 31 für die hohen Drehzahlen verbunden. Die Getriebewelle 32 ist mit dem Zahnkranz 24 verbunden. Insbesondere geht die Leistungsübertragungswelle 29a durch die Mitte des Wandlers 2, wodurch der Wandler 2 umgangen wird.

Entsprechend wird das dem Wandler 2 zugeleitete Drehmoment beim Fahren mit hoher Drehzahl verringert, wie beim ersten Ausführungsbeispiel. Die Lebensdauer der Bauteile des Wandlers 2 wird erhöht. Des weiteren reicht die Leistungsübertragungswelle 29 durch den Wandler 2, wodurch auf die Umgehungsquelle verzichtet werden kann und ein Aufbau mit zwei Wellen möglich wird. Dadurch wird die Bauweise des gesamten, stufenlos verstellbaren Getriebesystems sehr kompakt. Des weiteren sind die Abtriebsscheiben 11a, 11b mit der mechanischen Lastnocke 8 versehen. Daher wird das Drehmoment, das identisch zu dem dem Wandler 2 zugeleiteten Drehmoment ist, der mechanischen Lastnocke 8 zugeführt und so eine übermäßig starke Andrückkraft vermieden.

Die Fig. 8 und 9 zeigen ein siebtes Ausführungsbeispiel der vorliegenden Erfindung, wobei eine mechanische Lastnocke für ein neutrales System verwendet wird. Wie in der Fig. 9 zu sehen ist, wird in dem Fall, in dem das Drehmoment der durch den Motor angetriebenen Antriebswelle über die mechanische Lastnocke an den Wandler übertragen wird, ein kleineres Drehmoment als das Motordrehmoment in den Wandler eingeleitet. Im Gegensatz dazu werden der Lastnocke 100% des Drehmoments zugeführt, wodurch eine

übermäßig starke Andrückkraft vermieden wird.

In der Fig. 8 bezeichnet das Bezugssymbol 41 ein stufenlos verstellbares Toroidgetriebesystem mit einem doppelten Hohlräum, welches einen Wandler 42 und eine Planetengetriebeeinrichtung 43 aufweist. Der Wandler 42 ist über ein Lager oder ähnlichem drehbar auf einer Halterung gelagert und weist eine Antriebswelle 46 auf, die mit ihrem einen Ende mit einer Antriebsquelle 45 wie beispielsweise einem Motor verbunden ist.

Die Antriebswelle 46 ist mit einer mechanischen Lastnocke 48 als einer mechanischen Spanneinrichtung versehen. Die Leistung wird über diese mechanische Lastnocke 48 an den Wandler 42 übertragen. Der Wandler 42 ist mit einem Paar von Antriebsscheiben 50a, 50b versehen, die derart angeordnet sind, daß sie einander gegenüberliegen und sich in Verbindung mit der Antriebswelle 46 drehen. Ein Paar von Abtriebsscheiben 51a, 51b sind konzentrisch zueinander zwischen dem Paar von Antriebsscheiben 50a, 50b derart angeordnet, daß sie bezüglich der Antriebswelle 46 Spiel aufweisen. Die Abtriebsscheiben 51a, 51b drehen sich synchron zueinander.

Eine Vielzahl von Antriebsrollkörpern 52 sind derart angeordnet, daß sie sich um einen Winkel zwischen den Antriebsscheiben 50a, 50b und den Abtriebsscheiben 51a, 51b frei drehen können, während sie in Kontakt mit den Scheiben bleiben. Die Abtriebsscheiben 51a, 51b sind mit der Antriebswelle 46 über eine Spielpassungswelle 53 verbunden, die um die Antriebswelle 46 in einer Spielpassung angebracht ist. Bei diesem Wandler 42 wird das an die Antriebswelle 46 übertragene Drehmoment auf die Spielpassungswelle 43 über die Antriebsscheiben 50a, 50b, die Antriebsrollkörper 52 und die Abtriebsscheiben 51a, 51b geleitet. Ein Übersetzungsverhältnis des Wandlers 42, d. h., ein Wert, der durch Division der Drehgeschwindigkeit der Abtriebsscheiben 51a, 51b durch die Drehgeschwindigkeit der Antriebsscheiben 50a, 50b erhalten wird, wird durch den Neigungswinkel der Antriebsrollkörper 52 bestimmt.

Wenn insbesondere die Antriebsrollkörper 52 waagerecht gehalten werden, dann nimmt das Übersetzungsverhältnis einen neutralen Wert von eins an. Wenn die Antriebsrollkörper 52 um einen Winkel in eine Richtung gedreht werden, in der sich die Abschnitte der Antriebsrollkörper 52, die den Abtriebsscheiben 51a, 51b gegenüberliegen, von der Antriebswelle 46 entfernen, dann steigt das Übersetzungsverhältnis ebenfalls, um der Neigung zu entsprechen. Wenn im Gegensatz dazu die Antriebsrollkörper 52 um einen Winkel in eine Richtung gedreht werden, in der sich die Abschnitte der Antriebsrollkörper 52, die den Abtriebsscheiben 51a, 51b gegenüberliegen, der Antriebswelle 46 nähern, dann steigt das Übersetzungsverhältnis, um der Neigung zu entsprechen. Ein erstes Kettenrad 54 ist auf die Spielpassungswelle 53 gesetzt und befindet sich mit einem zweiten Zahnrad 57, das an der Gegenwelle 56 angeordnet ist, im Eingriff.

Die Gegenwelle 56 ist aus einem Rohr gebildet und mit dem anderen Ende mit einem dritten Zahnrad 58 verbunden. Das dritte Zahnrad 58 befindet sich über ein viertes Zahnrad 59 mit einem fünften Zahnrad 51 im Eingriff, das entlang einer mittleren Welle 60 angeordnet ist. Das dritte Zahnrad 58 ist mit der Planetengetriebeeinrichtung 43 verbunden.

Im folgenden wird die Planetengetriebeeinrichtung 43 beschrieben. Die Planetengetriebeeinrichtung 43 weist ein Sonnenrad 62, eine Vielzahl von Planetenrädern 63, die sich mit dem Sonnenrad 62 im Eingriff befinden, Planetenträger 64, die die Planetenräder 63 miteinander verbinden, sowie einen Zahnkranz 65 auf, der sich mit den Planetenrädern 63 im Eingriff befindet. Das Sonnenrad 62 ist mit der mittleren Welle 60 verbunden und der Zahnkranz 65 ist mit der Ab-

triebswelle 66 verbunden.

An der Antriebswelle 46 ist ein sechstes Zahnrad 67 in einer Position vorgesehen, die sich bezüglich der mechanischen Lastnocke 48 näher an der Antriebsquelle (oder an der 5 Antriebsseite) befindet. Das sechste Zahnrad 67 befindet sich im Eingriff mit einem siebten Zahnrad 69, das an einem Ende der Umgehungsquelle 68 angeordnet ist. Die Umgehungsquelle 68 überträgt eine Leistung unter Umgehung des Wandlers 42 und reicht durch die Gegenwelle 56 hindurch. 10 Eine Kupplung 70 für die niedrigen Drehzahlen ist an einer beliebigen Position an der Umgehungsquelle 68 angeordnet und ein achtes Zahnrad 71 ist am anderen Ende der Umgehungsquelle 68 angeordnet. Das achte Zahnrad 71 befindet sich im Eingriff mit dem neunten Zahnrad 72, das mit den 15 Planetenträgern 64 verbunden ist. Eine Kupplung 73 für die hohen Drehzahlen ist zwischen den Planetenträgern 64 und dem Zahnkranz 65 angeordnet und ermöglicht oder unterbricht die Leistungsübertragung.

Gemäß dem siebten Ausführungsbeispiel wird das von 20 der Antriebswelle 45 an die Antriebswelle 46 übertragene Drehmoment über die Umgehungsquelle 68, die als eine zweite Leistungsübertragungseinrichtung dient, an die Planetenträger 64 der Planetengetriebeeinrichtung 43 geleitet, wenn sich die Kupplung 70 für die niedrigen Drehgeschwindigkeiten in einem eingeknickten Zustand befindet, bevor die mechanische Lastnocke 48 gegen die Antriebsscheibe 50a drückt. Dementsprechend werden nicht 100% des Drehmoments von der Antriebswelle 46 über die mechanische Lastnocke 48 an die Antriebsscheiben 50a, 50b übertragen, wodurch eine übermäßige Andrückkraft vermieden wird.

Ein Teil des an die Planetenträger 64 der Planetengetriebeeinrichtung 43 über die Umgehungsquelle 68 übertragenen Drehmoments wird vom Sonnenrad 62 über die erste Leistungsübertragungseinrichtung an die Abtriebsscheiben 35 51a, 51b übertragen. Auf diese Weise wird das umlaufende Leistungsmoment, das auf den Wandler 42 von den Abtriebsscheiben 51a, 51b wirkt, kleiner, da das Übersetzungsverhältnis des Wandlers 42 in Richtung der niedrigeren Drehzahlen verändert wird, um das Übersetzungsverhältnis 40 des gesamten, stufenlos verstellbaren Toroidgetriebesystems 1 in Richtung der Drehzahlerhöhung zu schalten. Als Ergebnis wird das in den Wandler 42 eingeleitete Drehmoment beim Fahren mit niedriger Drehzahl reduziert und die Lebensdauer der Bauteile des Wandlers 42 wird erhöht.

Die Fig. 10 zeigt ein achtes Ausführungsbeispiel der vorliegenden Erfindung. Diejenigen Bauelemente, die denen entsprechen die beim siebten Ausführungsbeispiel beschrieben sind, sind mit den gleichen Bezugssymbolen versehen und auf ihre Erläuterung wird im folgenden verzichtet. Beim 50 achten Ausführungsbeispiel ist das dritte Zahnrad 58 mit dem anderen Ende der Gegenwelle 56 verbunden, die die erste Leistungsübertragungseinrichtung bildet. Das dritte Zahnrad 58 ist mit dem Sonnenrad 62 der Planetengetriebeeinrichtung 43 über das vierte und fünfte Zahnrad 59 und 61 verbunden.

Die Umgehungsquelle 68, die mit der Antriebswelle 46 verbunden ist und die zweite Leistungsübertragungseinrichtung darstellt, reicht durch die mechanische Lastnocke 48 und der Mitte des Wandlers 42 hindurch und ragt in Richtung der Planetengetriebeeinrichtung 43 vor. Das andere Ende der Umgehungsquelle 68 ist mit dem Zahnkranz 64 über die Kupplung 70 für die niedrigen Drehgeschwindigkeiten verbunden. Insbesondere reicht die Umgehungsquelle 68 durch die mechanische Lastnocke 48 und der Mitte des 65 Wandlers 42 hindurch, wodurch der Wandler 42 umgangen wird. Als Ergebnis wird wie beim siebten Ausführungsbeispiel das in den Wandler 42 beim Fahren mit niedriger Drehgeschwindigkeit eingeleitete Drehmoment reduziert und die

Lebensdauer der Bauelemente des Wandlers 42 erhöht. Des weiteren ermöglicht die Umgehungswelle 68, indem sie durch den Wandler 42 hindurchreicht, einen Aufbau mit zwei Wellen, wodurch die Baugröße des gesamten, stufenlos verstellbaren Getriebesystems sehr kompakt wird.

Fig. 11 zeigt ein neuntes Ausführungsbeispiel der vorliegenden Erfindung. Diejenigen Bauteile, die den beim siebten Ausführungsbeispiel beschriebenen Bauteilen gleichen, sind mit denselben Bezeichnungen versehen und auf ihre Erläuterung wird im folgenden verzichtet. Beim neunten Ausführungsbeispiel ist das dritte Zahnrad 58 mit dem anderen Ende der Gegenwelle 56 verbunden, die die erste Leistungsübertragungseinrichtung darstellt. Das dritte Zahnrad 58 ist mit dem Sonnenrad 62 der Planetengetriebeeinrichtung 43 über das vierte und fünfte Zahnrad 59 und 61 verbunden.

Ein sechstes Zahnrad 67, welches eine zweite Leistungsübertragungseinrichtung darstellt, ist an der Antriebsseite der mechanischen Lastnocke 48 der Antriebswelle 46 angeordnet. Das sechste Zahnrad 67 befindet sich mit einem siebten Zahnrad 69 im Eingriff, das an einem Ende der Umgehungswelle 68 angeordnet ist. Die Umgehungswelle 68 ist außerhalb des Wandlers 42 parallel zur Mittelachse des Wandlers 42 angeordnet. Eine Kupplung 70 für die niedrigen Drehgeschwindigkeiten ist an einer Stelle der Umgehungswelle 68 vorgesehen und ein achtes Zahnrad 74 ist an dem anderen Ende der Umgehungswelle 68 angeordnet.

Eine mittlere Welle 75 ist zwischen dem Wandler 42 und der Planetengetriebeeinrichtung 43 angeordnet. Ein neuntes Zahnrad 76, welches sich mit dem achten Zahnrad 74 im Eingriff befindet, ist an der mittleren Welle 75 angeordnet. Die mittlere Welle 75 ist mit dem Planetenträger 64 verbunden. Insbesondere reicht die Umgehungswelle 78 bis außerhalb der mechanischen Lastnocke 48 und des Wandlers 42, wodurch der Wandler 42 umgangen wird. Als Ergebnis wird das in den Wandler 42 beim Fahren mit niedrigen Drehzahlen eingeleitete Drehmoment verringert, wie bei den siebten und achtten Ausführungsbeispielen, und die Lebensdauer der Bauteile des Wandlers 42 wird erhöht.

Die Fig. 12 zeigt ein zehntes Ausführungsbeispiel der vorliegenden Erfindung. Diejenigen Bauteile, die den in dem siebten Ausführungsbeispiel beschriebenen Bauelementen gleichen, sind mit denselben Bezeichnungen versehen und auf ihre Erläuterung wird im folgenden verzichtet. Das Paar von Antriebsscheiben 50a, 50b ist beim zehnten Ausführungsbeispiel in der Mitte des Wandlers 42 angeordnet, um so in entgegengesetzte Richtungen zu weisen. Das Paar von Abtriebsscheiben 51a, 51b ist an den Außenseiten des Wandlers 42 angeordnet, um auf diese Weise den Antriebsscheiben 50a, 50b gegenüber zu liegen. Des weiteren ist die Antriebsscheibe 50a mit der mechanischen Lastnocke 48 versehen. Eine Mittelachse 77, die das Paar der Abtriebsscheiben 51a, 51b miteinander verbindet, ragt vom Wandler 42 vor und ist mit dem Sonnenrad 62 der Sonnenradeinrichtung 43 verbunden.

Das sechste Zahnrad 67 ist an der Antriebswelle 46 vorgesehen und befindet sich mit dem siebten Zahnrad 69 im Eingriff, das an einem Ende der Umgehungswelle 68 angeordnet ist. Das zweite Kettenrad 78 ist in einer mittleren Position auf der Umgehungswelle 68 angeordnet und mit dem ersten Kettenrad 81, das auf einer Spielpassungswelle 80 der Antriebsscheiben 50a, 50b angeordnet ist, über eine Kette 79 verbunden. Die Kupplung 70 für die niedrigen Drehzahlen ist an einer Stelle an der Umgehungswelle 68 vorgesehen. Das achte Zahnrad 71 ist am anderen Ende der Umgehungswelle 68 angeordnet. Ein neuntes Zahnrad 72 befindet sich mit dem achten Zahnrad 71 im Eingriff und ist mit dem Planetenträger 64 der Planetengetriebeeinrichtung 43 verbunden.

Entsprechend dem zehnten Ausführungsbeispiel wird die Drehung der Antriebswelle 46 über das sechste und siebte Zahnrad 67, 69 an die Umgehungswelle 69 übertragen und die Leistung wird über das zweite Kettenrad 78 und die Kette 79 in dieser Reihenfolge auf das erste Kettenrad 81 übertragen, wodurch die Antriebsscheiben 50a, 50b gedreht werden.

Der Aufbau des stufenlos verstellbaren Getriebesystems gemäß dem zehnten Ausführungsbeispiel macht die Gegenwelle überflüssig und umgeht den Wandler 42 über die Umgehungswelle 68, die außerhalb des Wandlers 42 vorgesehen ist. Das Drehmoment, das in den Wandler 42 beim Fahren mit niedrigen Drehzahlen eingeleitet wird, wird verringert, wie beim siebten Ausführungsbeispiel. Entsprechend wird die Lebensdauer der Bauteile des Wandlers 42 verbessert. Des weiteren ermöglicht das Überflüssigmachen der Gegenwelle einen Aufbau mit zwei Wellen, wodurch die Baugröße des gesamten, stufenlos verstellbaren Getriebes kompakter wird.

Fig. 13 zeigt ein elftes Ausführungsbeispiel der vorliegenden Erfindung. Diejenigen Bauteile, die den Bauteilen gleichen, wie sie beim zehnten Ausführungsbeispiel beschrieben sind, sind mit den gleichen Bezeichnungen versehen und auf ihre Erläuterung wird im folgenden verzichtet. Selbst bei dem vorliegenden Ausführungsbeispiel ist das Paar von Antriebsscheiben 50a, 50b in der Mitte des Wandlers 42 vorgesehen, um so in entgegengesetzte Richtungen zu weisen. Das Paar der Abtriebsscheiben 51a, 51b ist an der Außenseite des Wandlers 42 angeordnet, um so den Antriebsscheiben 50a, 50b gegenüberzuliegen. Des weiteren ist die Abtriebsscheibe 51b mit der mechanischen Lastnocke 48 versehen und die Leistung wird auf dieselbe Weise wie beim zehnten Ausführungsbeispiel übertragen. Daher wird an dieser Stelle auf diesbezügliche Erläuterungen verzichtet.

Fig. 14 zeigt ein zwölftes Ausführungsbeispiel der vorliegenden Erfindung. Diejenigen Bauteile, die den Bauteilen gleichen, wie sie beim achtten Ausführungsbeispiel beschrieben wurden, sind mit denselben Bezeichnungen versehen und auf ihre Erläuterung wird im folgenden verzichtet. Die Abtriebsscheiben 51a, 51b des Wandlers 42 sind beim zwölften Ausführungsbeispiel mit der mechanischen Lastnocke 48 versehen. Die Drehung der Abtriebsscheiben 51a, 51b wird an das erste Zahnrad 54 und an das zweite Zahnrad 57 in dieser Reihenfolge übertragen, wodurch die Gegenwelle 56 gedreht wird.

Eine Leistungsübertragungswelle 95 reicht durch den Wandler 42 und steht in Richtung der Planetengetriebeeinrichtung 43 vor. Das andere Ende der Leistungsübertragungswelle 95 ist mit einem Sonnenrad 91 eines unterzenden Planetengetriebesatzes 90 versehen. Ein Zahnkranz 93 ist um das Sonnenrad 91 mittels Planetenräder 92 angeordnet. Die Kupplung 70 für die niedrigen Drehgeschwindigkeiten ist zwischen dem Zahnkranz 93 und einer Halterung wie beispielsweise einem Gehäuse angeordnet. Der Planetenträger 94, der das Planetenrad 92 trägt, ist mit der mittleren Welle 60 verbunden, die wiederum mit dem Sonnenrad 62 der Sonnen-Planeten-Getriebeeinrichtung 43 verbunden ist. Insbesondere reicht die Leistungsübertragungswelle 95 durch die Mitte des Wandlers 42, wodurch der Wandler 42 umgangen wird.

Dementsprechend wird das Drehmoment, das in den Wandler 42 beim Fahren mit niedrigen Drehzahlen eingeleitet wird, verringert, wie beim achtten Ausführungsbeispiel. Als Folge wird die Lebensdauer der Bauteile des Wandlers 42 verbessert. Des weiteren reicht die Leistungsübertragungswelle 95 durch den Wandler 42 hindurch, wodurch die Gegenwelle überflüssig und ein Aufbau mit zwei Wellen möglich wird. Dadurch wird das gesamte, stufenlos verstell-

bare Getriebesystem sehr kompakt. Aufgrund der mechanischen Lastnocke 48, die an den Abtriebsscheiben 51a, 51b vorgesehen ist, wird außerdem das Drehmoment, welches im übrigen das gleiche ist wie dasjenige Drehmoment, das in den Wandler 42 eingeleitet ist, der Lastnocke 48 zugeführt. Dadurch wird eine übermäßige Andrückkraft vermieden.

Fig. 15 zeigt ein Systemdiagramm, in dem ein stufenlos verstellbares Toroidgetriebe mit einem doppelten Hohlraum entsprechend einem dreizehnten Ausführungsbeispiel der vorliegenden Erfindung dargestellt ist. Diejenigen Bauteile, die denen entsprechen, wie sie beim ersten Ausführungsbeispiel beschrieben sind, sind mit denselben Bezugszeichen versehen und im folgenden wird auf ihre Beschreibung verzichtet.

Die Antriebswelle 6 ist über die Anfahrkupplung 7 mit einem Hydraulikkolben 101 versehen, der als eine hydraulische Andrückeinrichtung dient. Der Hydraulikkolben 101 ist mit einer Hydraulikdruckquelle (nicht gezeigt) verbunden und kann eine beliebige Andrückkraft auf den Wandler 2 übertragen. Die mittlere Welle 19 ist mit dem anderen Ende der Antriebswelle 6 über eine Kupplung 31 für die hohen Drehgeschwindigkeiten verbunden. Die mittlere Welle 19 bildet zusammen mit der Planetengetriebeeinrichtung 3 die zweite Leistungsübertragungseinrichtung.

Im folgenden wird die Planetengetriebeeinrichtung 3 beschrieben. Die Planetengetriebeeinrichtung 3 umfaßt das Sonnenrad 21 mit der Antriebswelle 20, die Vielzahl von Planetenrädern 22, die mit dem Sonnenrad 21 im Eingriff stehen, die Planetenträger 23, durch die die Planetenräder 22 miteinander verbunden sind, und den Zahnkranz 24, der sich mit den Planetenräden 22 im Eingriff befindet. Der Zahnkranz 24 ist mit einer Kupplung 31 für die hohen Drehgeschwindigkeiten über die mittlere Welle 19 verbunden. Des weiteren ist die Kupplung 27 zum Rückwärtsfahren zwischen dem Zahnkranz 24 und dem Gehäuse (nicht gezeigt) der Planetengetriebeeinrichtung 3 angeordnet und ermöglicht oder beschränkt die Drehung des Zahnkranzes 24. Des weiteren ist die Kupplung 26 für die niedrigen Drehzahlen zwischen den Planetenträgern 23 und dem Zahnkranz 24 angeordnet, um die Leistungsübertragung zu ermöglichen oder zu unterbrechen.

Das erste Zahnrad 18a ist an dem anderen Ende der Gegenwelle 16, die die erste Leistungsübertragungseinrichtung darstellt, vorgesehen. Die Planetenträger 23 der Planetengetriebeeinrichtung 3 sind mit der Spielpassungswelle 35 versehen, die locker um die Abtriebswelle 20 paßt. Das zweite Zahnrad 18b, das sich mit dem ersten Zahnrad 18a im Eingriff befindet, ist an der Spielpassungswelle 35 angeordnet.

Im folgenden wird die Funktion des stufenlos verstellbaren Getriebesystems gemäß dem 13. Ausführungsbeispiel beschrieben. Die Erläuterung von Funktionen, die denen des zweiten Ausführungsbeispiels gleichen, sind im folgenden weggelassen.

In dem Betriebszustand, in dem die Abtriebswelle 20 feststeht, wird die Anfahrkupplung 7 und die Kupplung 26 für die niedrigen Drehgeschwindigkeiten eingerückt, wodurch die Kupplung 31 für die hohen Drehgeschwindigkeiten und die Kupplung 27 für den Rückwärtsgang ausgerückt werden. Als Ergebnis werden die Planetenträger 23 mit dem Zahnkranz 24 verbunden und die Drehkraft des zweiten Zahnrades 18b wird an die Spielpassungswelle 28, die Planetenträger 23 und den Zahnkranz 24 übertragen. Entsprechend dreht sich das Sonnenrad 21 durch die Planetenräder 22 und das sich ergebende Drehmoment wird an die Abtriebswelle 20 übertragen. Dadurch wird eine erste Betriebsart für die Vorwärtsbewegung realisiert, bei der sich die Abtriebswelle 20 in dieselbe Richtung wie die Abtriebswelle 6

dreht.

Während die erste Betriebsart zur Vorwärtsbewegung aufrechterhalten wird, wird der Wandler 2 in Richtung einer Geschwindigkeitserhöhung geschaltet, d. h., daß die Antriebsrollkörper 12 um einen Winkel in eine Richtung gedreht werden, in der die Abschnitte der Antriebsrollkörper 12, die den Abtriebsscheiben 11a, 11b gegenüberliegen, sich der Antriebswelle 6 nähern. Die Drehgeschwindigkeit der Gegenwelle 16 steigt in Übereinstimmung mit der geneigten Drehung der Antriebsrollkörper 12 an. In Zusammenhang mit dem Anstieg der Drehgeschwindigkeit der Gegenwelle 16 nimmt die Drehgeschwindigkeit des Zahnkranzes 24 und der Planetenträger 23 der Planetengetriebeeinrichtung 3 zu. Außerdem steigt die Drehgeschwindigkeit der Abtriebswelle 20, wodurch ein Anstieg im Übersetzungsverhältnis des gesamten, stufenlos verstellbaren Toroidgetriebesystems 1 erhalten wird.

Als nächstes wird die Kupplung 31 für die hohen Drehgeschwindigkeiten eingerückt, um dadurch die Kupplung 26 für die niedrigen Drehgeschwindigkeiten und die Kupplung 27 für die Rückwärtsfahrt auszurücken. Dann wird die Anfahrkupplung 7 eingerückt, wodurch die Drehung der Antriebswelle 6 an die mittlere Welle 19 über die Kupplung 18 für die hohen Drehgeschwindigkeiten übertragen wird. Die Drehung des Zahnkranzes 24 wird über die Vielzahl von Planetenrädern 22 an das Sonnenrad 21 übertragen, wodurch die Abtriebswelle 20, die mit dem Sonnenrad 21 verbunden ist, gedreht wird. Unter der Annahme, daß die Planetenträger 23, an der die Planetenräder 22 gelagert sind, feststehen, wenn der Zahnkranz 24 zur Antriebsseite geschaltet wird, erhöht sich die Drehgeschwindigkeit in einem Übersetzungsverhältnis, das einem Verhältnis der Zähnezahlen des Zahnkranzes 24 zur Zähnezahl des Sonnenrades 21 entspricht. Die Planetenräder 22, die durch an den Planetenträgern 23 gelagert sind, drehen sich um das Sonnenrad 21 und das Übersetzungsverhältnis des gesamten, stufenlos verstellbaren Getriebesystems ändert sich in Übereinstimmung mit der Umlaufgeschwindigkeit der Planetenräder 22. Aus diesem Grund kann das Übersetzungsverhältnis des gesamten, stufenlos verstellbaren Getriebesystems eingestellt werden, solange das Übersetzungsverhältnis des Wandlers 2 und die Umlaufgeschwindigkeit der Planetenräder 22 sich ändert.

Bei einem Antrieb mit hoher Drehgeschwindigkeit drehen sich nämlich die Planetenräder 22 und der Zahnkranz 24 in die gleiche Richtung. Je höher die Umlaufgeschwindigkeit der Planetenräder 22 ist, desto größer ist die Drehgeschwindigkeit der Abtriebswelle 20, die am Sonnenrad 21 befestigt ist. Wenn beispielsweise die Umlaufgeschwindigkeit und die Drehgeschwindigkeit des Zahnkranzes 24 (die beide Winkelgeschwindigkeiten darstellen) einander gleich werden, dann wird die Drehgeschwindigkeit des Zahnkranzes 24 gleich der Drehgeschwindigkeit der Abtriebswelle 20. Wenn die Umlaufgeschwindigkeit kleiner ist als die Drehgeschwindigkeit des Zahnkranzes 24, dann wird die Drehgeschwindigkeit der Abtriebswelle 20 größer als die Drehgeschwindigkeit des Zahnkranzes 24. Wenn im Gegensatz dazu die Umlaufgeschwindigkeit größer ist als die Drehgeschwindigkeit des Zahnkranzes 24, dann wird die Drehgeschwindigkeit der Abtriebswelle 20 kleiner als die Drehgeschwindigkeit des Zahnkranzes 24.

Entsprechend wird beim Antrieb mit hoher Drehgeschwindigkeit ein Teil des an den Zahnkranz 24 der Planetengetriebeeinrichtung 3 über die zweite Leistungsübertragungseinrichtung übertragenen Drehmoments von den Planetenräden 22 über die Planetenräder 23 und die erste Leistungsübertragungseinrichtung an die Abtriebsscheiben 11a, 11b übertragen. Während das Übersetzungsverhältnis des

Wandlers 2 in Richtung einer Herabsetzung der Geschwindigkeit geschaltet wird, ändert sich das Übersetzungsverhältnis des gesamten, stufenlos verstellbaren Getriebesystems 1 in Richtung einer Geschwindigkeitserhöhung.

In so einem Betriebszustand des Antriebs mit hoher Drehzahl entsteht ein sogenannter Leistungsumlaufzustand, bei dem ein Drehmoment nicht von den Antriebsscheiben 10a, 10b sondern von den Abtriebsscheiben 11a, 11b auf den Wandler 2 wirkt. Vorausgesetzt beispielsweise, daß das von den Antriebsscheiben 10a, 10b ausgeübte Drehmoment 30% beträgt, kann die Andrückkraft durch Anpassung des Hydraulikkolbens 8 geändert werden. Dementsprechend ist es nur nötig, daß der Andrückdruck des Hydraulikkolbens 8 auf die Antriebsscheiben 10a, 10b mit 30% der Leistung aufgebracht wird. Die in den Wandler 2 eingeleitete Leistung wird verringert, wodurch die auf den Wandler 2 wirkende Last reduziert wird. Wie in der Fig. 2 gezeigt, wird beim Antrieb mit hoher Drehzahl das in den Wandler 2 eingeleitete Drehmoment verringert, wodurch die Lebensdauer der Bauteile des Wandlers 2 verlängert wird.

Fig. 16 zeigt ein vierzehntes Ausführungsbeispiel der vorliegenden Erfindung. Ein stufenlos verstellbares Getriebesystem entsprechend dem vierzehnten Ausführungsbeispiel ist durch einen Aufbau gekennzeichnet, durch den die Größe der Kraft angepaßt werden kann, die von der Lastnocke 8 aufgebracht werden muß, um die Antriebsscheibe 10a (an der linken Seite der Fig. 16 angeordnet) in Abhängigkeit von der Stärke desjenigen Drehmoments, das über die Antriebsscheiben 10a, 10b, die nicht dargestellten Antriebsrollkörper und die Abtriebsscheiben 11a, 11b übertragen wird, gegen die Antriebsscheibe 10b (an der rechten Seite der Fig. 16 angeordnet) zu drücken. In anderer Hinsicht ist das Übertragungssystem gemäß dem vorliegenden Ausführungsbeispiel in der Funktion und im Aufbau identisch zu den in den vorangegangenen Ausführungsbeispielen beschriebenen, stufenlos verstellbaren Getriebesystemen. Die Bauteile, die denen gleichen, die bei den vorangegangenen Ausführungsbeispielen beschrieben wurden, sind mit den gleichen Bezeichnungen versehen. Auf eine Wiederholung der Erläuterungen dieser Bauteile wird aus Gründen der Einfachheit im folgenden verzichtet. Die folgende Beschreibung gibt hauptsächlich die Merkmale des vorliegenden Ausführungsbeispiels wieder.

Die Antriebswelle 6 und eine Leistungsübertragungswelle 29a sind einstückig miteinander verbunden und drehen sich synchron miteinander. Insbesondere sind die Antriebswelle 6 und die Leistungsübertragungswelle 29a als eine einzige Welle ausgebildet. Diese Wellen sind derart ausgestaltet, daß sie synchron miteinander drehbar sind. Um ein stufenlos verstellbares Toroidgetriebe 1 mit einem doppelten Hohlraum zu bilden, ist die Antriebsscheibe 10a des Antriebsscheibenpaares 10a, 10b, das an den beiden Enden der Leistungsübertragungswelle 29a angeordnet ist, nahe der Lastnocke 8 (an der linken Seite der Fig. 16 angeordnet) in der Nähe eines Endes der Leistungsübertragungswelle 29a (d. h. dem linken Ende, wie es in Fig. 16 gezeigt ist) an einem Lager 102 gelagert, beispielsweise einem Radialwellenlager. Dadurch ist eine Drehung oder eine axiale Verschiebung möglich. Die Antriebsscheibe 10a, die sich nahe der Lastnocke 8 befindet, ist in der Nähe eines Endes der Leistungsübertragungswelle 29a derart gelagert, daß sie drehbar oder in axialem Richtung verschiebbar ist. Die Antriebsscheibe 10a, die nahe der Lastnocke 8 angeordnet ist, wird durch die Lastnocke 8 in Verbindung mit der Drehung der Antriebswelle 6 und der Leistungsübertragungswelle 29a gedreht.

Im Gegensatz dazu ist die von der Lastnocke 8 (d. h. auf der rechten Seite der Fig. 16) beabstandete Antriebsscheibe

10b am anderen Ende der Leistungsübertragungswelle 29a über eine Befestigung oder eine Keilverzahnung angeordnet, so daß sie synchron mit der Leistungsübertragungswelle 29a drehbar ist. Entsprechend dreht sich die von der Lastnocke 8 beabstandete Antriebsscheibe 10b synchron mit der Antriebswelle 6.

Im Falle des stufenlos verstellbaren Getriebesystems entsprechend dem vorliegenden Ausführungsbeispiel ist die Antriebsscheibe 10a, die nahe der Lastnocke 8 angeordnet ist, zusammen mit der Drehung der Antriebswelle 6 über die Lastnocke 8 drehbar. Aus diesem Grund wird die Größe der Kraft, die von der Lastnocke 8 benötigt wird, um gegen die Antriebsscheibe 10a zu drücken, gleich der Größe des über die Antriebsscheiben 10a, 10b, die nicht dargestellten Rollkörper und die Abtriebsscheiben 11a, 11b übertragenen Drehmoments, wobei letztere alle zusammen das stufenlos verstellbare Toroidgetriebesystem 1 bilden. Während beispielsweise die Kupplung 31 für die hohen Drehzahlen und die Kupplung 27 für den Rückwärtsgang ausgerückt werden 20 und während die Kupplung 26 für die niedrigen Drehzahlen eingerückt ist, wird im Betrieb des stufenlos verstellbaren Getriebes das von der Antriebsquelle abgegebene Drehmoment an die Antriebsscheiben 10a, 10b, die nicht dargestellten Rollkörper und die Abtriebsscheiben 11a, 11b übertragen, wobei letztere alle zusammen das stufenlos verstellbare Toroidgetriebesystem 1 bilden. In diesem Fall drückt die Lastnocke 8 die Antriebsscheibe 10a, die nahe der Lastnocke 8 angeordnet ist, mit einer Kraft, die dem Abtriebsmoment entspricht, in Richtung der Antriebsscheibe 10b, 25 die von der Lastnocke 8 beabstandet ist. Dasselbe trifft bei dem Fall zu, bei dem das stufenlos verstellbare Getriebesystem betätigt wird, während die Kupplung 31 für die hohen Drehzahlen und die Kupplung 26 für die niedrigen Drehzahlen in einen ausgerückten Zustand überführt werden und 30 während sich die Kupplung 27 für den Rückwärtsgang in einem eingerückten Zustand befindet.

Während im Gegensatz dazu die Kupplung 26 für die niedrigen Drehgeschwindigkeiten und die Kupplung 27 für den Rückwärtsgang in einen ausgerückten Zustand überführt werden, und während sich die Kupplung 31 für die hohen Drehzahlen in einem eingerückten Zustand befindet, wird bei einer Betätigung des stufenlos verstellbaren Getriebesystems ein Drehmoment, das kleiner ist als das von der Antriebsquelle 5 abgegebene Drehmoment, an die Antriebsscheiben 10a, 10b, die nicht dargestellten Antriebsrollkörper und die Abtriebsscheiben 11a, 11b übertragen, die alle zusammen das stufenlos verstellbare Getriebesystem 1 bilden. In diesem Fall drückt die Lastnocke 8 mit einer Kraft, die dem Drehmoment entspricht, welches kleiner ist als das Abtriebsdrehmoment, gegen die Antriebsscheibe 10a, die nahe der Lastnocke 8 in Richtung der Antriebsscheibe 10b angeordnet ist, wobei die Antriebsscheibe 10b von der Lastnocke 8 beabstandet ist. In jedem Fall kann der Kontaktdruck zwischen den Innenflächen der Antriebsscheiben und Abtriebsscheiben 10a, 10b, 11a und 11b und den Umflächen der Antriebsrollkörper auf einem geeigneten großen Wert gehalten werden. Dadurch wird verhindert, daß der Kontaktdruck, der auf die Oberfläche dieser Scheiben und Rollkörper wirkt, übermäßig groß wird oder daß an der Berührungsfläche zwischen den Scheiben und den Rollköpfen Schlupf auftritt.

Fig. 17 zeigt ein fünfzehntes Ausführungsbeispiel der vorliegenden Erfindung. Dieses Ausführungsbeispiel ist eine Abänderung des vorangegangenen Ausführungsbeispiels. Bezüglich der Funktion und dem Aufbau ist das stufenlos verstellbare Getriebesystem identisch mit dem des vorangegangenen Ausführungsbeispiels. Die Größe der Kraft, die von einer Lastnocke 48 benötigt wird, um eine

Antriebsscheibe 50a (die an der linken Seite der Fig. 17 angeordnet ist) gegen eine Antriebsscheibe 50b (die an der rechten Seite der Fig. 17 angeordnet ist) entsprechend der Größe des Drehmoments zu drücken, das über die Antriebs-schiben 50a, 50b, die nicht dargestellten Antriebsrollkörper und die Abtriebsscheiben 51a, 51b übertragen wird. Daher sind diejenigen Bauteile, die denen des vorangegangenen Ausführungsbeispiels entsprechen, mit denselben Bezugsziffern versehen und auf eine Wiederholung der dazugehörigen Erklärungen wird hier verzichtet.

Die Fig. 18 und 19 zeigen ein sechzehntes und siebzehntes Ausführungsbeispiel der vorliegenden Erfindung. Bei dem sechzehnten und siebzehnten Ausführungsbeispiel ist eine Kupplung 31a für die hohen Drehzahlen (entsprechend dem sechzehnten Ausführungsbeispiel, wie es in der Fig. 18 gezeigt ist) oder einer Kupplung 70a für die niedrigen Drehzahlen (entsprechend dem siebzehnten Ausführungsbeispiel, wie in der Fig. 19 gezeigt ist) mit einer zweiten Planetengetriebeeinrichtung 103 versehen. Bei diesen Ausführungsbeispielen wird die Drehgeschwindigkeit der Planetenträger 23 der Planetengetriebeeinrichtungen 3 und 43 aufgrund der zweiten Planetengetriebeeinrichtung 103 so verlangsamt, daß sie kleiner als die der Leistungsübertragungswellen 29a, 95 ist, während die Kupplung 31a für die hohen Drehzahlen oder die Kupplung 70 für die niedrigen Drehzahlen in einem eingerückten Zustand gehalten wird. Indem die Drehgeschwindigkeit der Planetenträger 23 verlangsamt wird, wird die Drehgeschwindigkeit der Abtriebswellen 20, 66 verändert. In anderer Hinsicht ist das stufenlos verstellbare Getriebesystem entsprechend diesem Ausführungsbeispiel hinsichtlich Funktion und Aufbau identisch zu den Ausführungsbeispielen, wie sie beim vierzehnten oder fünfzehnten Ausführungsbeispiel beschrieben sind. Entsprechend sind die Bauteile, die den Bauteilen des vierzehnten oder fünfzehnten Ausführungsbeispiels entsprechen, mit denselben Bezugsziffern versehen und auf ihre Erläuterung wird im folgenden verzichtet.

Wie oben beschrieben wurde, ist erfindungsgemäß eine Leistungsübertragungseinrichtung vorgesehen, die einen Wandler auf einem Pfad umgeht, auf dem eine Leistung von einer Antriebswelle, die durch eine Antriebsquelle gedreht wird, an eine mechanische Andrückeinrichtung weitergeleitet wird. Dadurch wird eine übermäßige Andrückkraft verhindert, die auf den Wandler ausgeübt wird. Im Ergebnis kann die auf den Wandler wirkende Last verringert und die Lebensdauer des Wandlers verbessert werden.

Des weiteren macht die Verwendung einer einzigen Planetengetriebeeinrichtung das gesamte, stufenlos verstellbare Toroidgetriebesystem kompakt und leichtgewichtig.

Des weiteren kann erfindungsgemäß dem stufenlos verstellbaren Getriebe durch Steuerung eines Hydraulikdruckes eine geeignete Axiallast aufgeprägt werden. Außerdem kann das Drehmoment verringert werden, das dem Wandler durch Leistungsumlauf bei dem Antrieb mit hoher Drehzahl zugeleitet wird. Überdies kann das Drehmoment verringert werden, das dem Wandler durch Leistungszirkulation beim Antrieb mit hoher Drehzahl zugeleitet wird. Dadurch kann der Anteil des Drehmoments verringert werden, der für die auf den Wandler wirkende Gesamtlast verantwortlich ist und die Lebensdauer der Bauteile des Wandlers erhöht sich. Außerdem ist das Getriebe von der Bauart mit zwei Hohlräumen, wodurch ein großes Drehmoment übertragen werden kann. Die Verwendung einer einzelnen Planetengetriebeeinrichtung macht das gesamte, stufenlos verstellbare Toroidgetriebe kompakt und leichtgewichtig.

Erfindungsgemäß ist die Antriebsscheibe, die nahe der Lastnocke angeordnet ist, über die Lastnocke in Verbindung mit einer Drehung der Antriebswelle drehbar. Daher wird

die Größe der Kraft, die von der Lastnocke benötigt wird, um gegen die Antriebsscheibe zu drücken, gleich der Größe des Drehmoments, das über die Antriebscheiben, die Antriebsrollkörper und die Abtriebsscheiben übertragen wird.

5 Da das erfindungsgemäß, stufenlos verstellbare Getriebesystem auf die obenerwähnte Weise funktioniert und aufgebaut ist, kann der Kontaktdruck zwischen den Innenflächen der Antriebscheiben und Abtriebsscheiben und den Umflächen der Antriebsrollkörper auf geeignete Weise festgehalten werden. Dadurch wird verhindert, daß der Kontaktdruck, der auf die Oberfläche dieser Scheiben und Rollkörper wirkt, übermäßig groß wird oder daß ein Schlupf an der Kontaktfläche zwischen den Scheiben und Rollkörpern auftritt. Als Ergebnis kann die Lebensdauer und der Wirkungsgrad des stufenlos verstellbaren Getriebes verbessert werden.

10 Obwohl die Erfindung in Verbindung mit bevorzugten Ausführungsbeispielen beschrieben wurde, ist es dem Fachmann ohne weiteres klar, daß verschiedene Änderungen und Modifikationen gemacht werden können, ohne daß von der Erfindung abgewichen wird. Daher ist es beabsichtigt in den Ansprüchen alle derartigen Änderungen und Modifikationen abzudecken, die innerhalb des Kerns und des Schutzbereichs der Erfindung fallen.

25

#### Patentansprüche

1. Stufenförmig verstellbares Toroidgetriebesystem zur Verwendung als ein Getriebe eines Kraftfahrzeugs, das folgende Merkmale aufweist:  
 30 eine Antriebswelle, die mittels einer Antriebsquelle drehbar betätigt ist;  
 eine Abtriebswelle, durch die eine Leistung, die von der Drehung der Antriebswelle stammt, aufnehmbar ist;  
 35 einen Wandler, der zwischen der Antriebswelle und der Abtriebswelle angeordnet ist und umfaßt:  
 ein Paar von Antriebsscheiben, die sich basierend auf der Drehung der Antriebswelle drehen,  
 40 ein Paar von Abtriebsscheiben, die koaxial zu den Antriebsscheiben angeordnet sind und sich synchron miteinander drehen, und  
 Antriebsrollkörper, die zwischen den Antriebsscheiben und den Abtriebsscheiben angeordnet sind und die Scheiben ständig berühren und sich um einen Winkel drehen;  
 45 eine Planetengetriebeeinrichtung, die zwischen der Antriebswelle und der Abtriebswelle angeordnet ist und umfaßt:  
 ein Sonnenrad,  
 50 einen Zahnkranz, der um das Sonnenrad angeordnet ist, eine Vielzahl von Planetenrädern, die zwischen dem Sonnenrad und dem Zahnkranz drehbar angeordnet sind, und  
 55 Planetenträger, an denen die Planetenräder gelagert sind,  
 eine Andrückeinrichtung, die eine der Antriebsscheiben oder Abtriebsscheiben über die Antriebsrollkörper gegeneinanderdrückt;  
 60 eine erste Leistungsübertragungseinrichtung, durch die die Drehung der Abtriebsscheiben zur Planetengetriebeeinrichtung übertragbar ist; und  
 eine zweite Leistungsübertragungseinrichtung, durch die die Drehung der Antriebswelle zu der Planetengetriebeeinrichtung übertragbar ist.  
 65 2. Stufenlos verstellbares Toroidgetriebesystem nach Anspruch 1, wobei die erste Übertragungseinrichtung die Leistung der Planetengetriebeeinrichtung durch

den Wandler zirkuliert und die zweite Leistungsübertragungseinrichtung die Drehung der Antriebswelle unter Umgehung des Wandlers zur Planetengetriebeeinrichtung überträgt.

3. Stufenlos verstellbares Toroidgetriebesystem zur Verwendung als ein Getriebe bei Kraftfahrzeugen, das folgende Merkmale aufweist:

eine Antriebswelle, die drehbar mittels einer Antriebswelle betätigbar ist;

eine Abtriebswelle zur Aufnahme einer Leistung, die von der Drehung der Antriebswelle stammt;

einen Wandler, der zwischen der Antriebswelle und der Abtriebswelle angeordnet ist und umfaßt:

ein Paar von Antriebsscheiben, die sich in Verbindung mit der Antriebswelle drehen,

ein Paar von Abtriebsscheiben, die koaxial zu den Antriebsscheiben angeordnet sind und sich synchron miteinander drehen, und

Antriebsrollkörper, die zwischen den Antriebsscheiben und Abtriebsscheiben angeordnet sind und die Scheiben ständig berühren und sich um einen Winkel drehen;

eine Planetengetriebeeinrichtung, die zwischen der Antriebswelle und der Abtriebswelle angeordnet ist und umfaßt:

ein Sonnenrad,

einen Zahnkranz, der um das Sonnenrad angeordnet ist, eine Vielzahl von Planetenrädern, die zwischen dem Sonnenrad und dem Zahnkranz drehbar angeordnet sind, und

Planetenträger, an denen die Planetenräder gelagert sind,

eine mechanische Andrückeinrichtung, die die Antriebsscheibe oder Abtriebsscheibe gegen die Abtriebsscheibe oder Antriebsscheibe über die Antriebsrollkörper drückt;

eine erste Leistungsübertragungseinrichtung, die die Drehung der Abtriebsscheiben zu der Planetengetriebeeinrichtung überträgt und die Leistung der Planetengetriebeeinrichtung durch den Wandler zirkuliert; und

eine zweite Leistungsübertragungseinrichtung, die die Drehung der Antriebswelle unter Umgehung des Wandlers an die Planetengetriebeeinrichtung überträgt.

4. Stufenlos verstellbares Toroidgetriebesystem nach Anspruch 3, wobei die mechanische Andrückeinrichtung die Antriebsscheibe gegen die Abtriebsscheibe über die Antriebsrollkörper drückt.

5. Stufenlos verstellbares Toroidgetriebesystem nach Anspruch 3, wobei die mechanische Andrückeinrichtung die Abtriebsscheibe gegen die Antriebsscheibe über die Antriebsrollkörper drückt.

6. Stufenlos verstellbares Toroidgetriebesystem nach Anspruch 4, wobei das Paar von Antriebsscheiben in der Mitte des Wandlers angeordnet ist, um so in entgegengesetzte Richtungen zu weisen; und wobei ferner das Paar von Antriebsscheiben derart angeordnet ist, daß es den Antriebsscheiben gegenüberliegt; und wobei des weiteren das Sonnenrad die Abtriebswelle dreht.

7. Stufenlos verstellbares Toroidgetriebesystem nach Anspruch 5, wobei das Paar der Antriebsscheiben in der Mitte des Wandlers angeordnet ist, um in entgegengesetzte Richtungen zu weisen; und wobei ferner das Paar von Abtriebsscheiben derart angeordnet ist, daß sie den Antriebsscheiben gegenüberliegen; und wobei des weiteren das Sonnenrad die Abtriebswelle dreht.

8. Stufenlos verstellbares Toroidgetriebesystem nach Anspruch 4, wobei das Sonnenrad die Abtriebswelle

dreht.

9. Stufenlos verstellbares Toroidgetriebesystem nach Anspruch 5, wobei der Zahnkranz die Abtriebswelle dreht.

10. Stufenlos verstellbares Toroidgetriebesystem nach Anspruch 4, wobei der Zahnkranz die Abtriebswelle dreht.

11. Stufenlos verstellbares Toroidgetriebesystem nach Anspruch 8, wobei die erste Leistungsübertragungseinrichtung eine Gegenwelle aufweist, welche die Drehung der Abtriebsscheibe an die Planetenträger überträgt und die Leistung der Planetengetriebeeinrichtung durch den Wandler zirkuliert, und wobei die zweite Leistungsübertragungseinrichtung eine Umgehungsquelle aufweist, welche die Drehung der Antriebswelle unter Umgehung des Wandlers an die Planetengetriebeeinrichtung überträgt.

12. Stufenlos verstellbares Toroidgetriebesystem nach Anspruch 11, wobei die Umgehungsquelle durch das Innere des Wandlers reicht und die Drehung der Antriebswelle an den Zahnkranz überträgt.

13. Stufenlos verstellbares Toroidgetriebesystem nach Anspruch 11, wobei die Umgehungsquelle außerhalb des Wandlers angeordnet ist und die Drehung der Antriebswelle an den Zahnkranz überträgt.

14. Stufenlos verstellbares Toroidgetriebesystem nach Anspruch 6, wobei die erste Leistungsübertragungseinrichtung die Drehung der Abtriebsscheibe an die Planetenträger überträgt und die zweite Leistungsübertragungseinrichtung eine Umgehungsquelle aufweist, die die Drehung der Antriebswelle und die der Antriebsscheibe unter Umgehung des Wandlers an die Planetengetriebeeinrichtung überträgt.

15. Stufenlos verstellbares Toroidgetriebesystem nach Anspruch 7, wobei die erste Leistungsübertragungseinrichtung die Drehung der Abtriebsscheibe an die Planetenträger überträgt und die zweite Leistungsübertragungseinrichtung eine Umgehungsquelle aufweist, die die Drehung der Antriebswelle und die der Antriebsscheibe unter Umgehung des Wandlers an die Planetengetriebeeinrichtung überträgt.

16. Stufenlos verstellbares Toroidgetriebesystem nach Anspruch 9, wobei die erste Leistungsübertragungseinrichtung eine Gegenwelle aufweist, die die Drehung der Abtriebsscheibe an die Planetenträger überträgt und die Leistung der Planetengetriebeeinrichtung durch den Wandler zirkuliert und wobei ferner die zweite Leistungsübertragungseinrichtung die Drehung der Antriebswelle unter Umgehung des Wandlers an die Planetengetriebeeinrichtung überträgt.

17. Stufenlos verstellbares Toroidgetriebesystem nach Anspruch 10, wobei die erste Leistungsübertragungseinrichtung eine Gegenwelle aufweist, die die Drehung der Abtriebsscheibe an das Sonnenrad überträgt und die Leistung der Planetengetriebeeinrichtung durch den Wandler zirkuliert und wobei ferner die zweite Leistungsübertragungseinrichtung eine Umgehungsquelle aufweist, die die Drehung der Antriebswelle an die Planetenträger unter Umgehung des Wandlers überträgt.

18. Stufenlos verstellbares Toroidgetriebesystem nach Anspruch 17, wobei die Umgehungsquelle durch das Innere des Wandlers reicht und die Drehung der Antriebswelle an die Planetenträger überträgt.

19. Stufenlos verstellbares Toroidgetriebesystem nach Anspruch 17, wobei die Umgehungsquelle außerhalb des Wandlers angeordnet ist und die Drehung der Antriebswelle an die Planetenträger überträgt.

20. Stufenlos verstellbares Toroidgetriebesystem zur

Verwendung als Getriebe bei Kraftfahrzeugen, das folgende Merkmale aufweist:  
 eine Anfahrukupplung, durch die ein Abtrieb einer Antriebsquelle übertragbar ist;  
 eine Antriebswelle, die mittels einer Antriebsquelle drehbar betätigt ist;  
 eine Abtriebswelle, durch die eine Leistung, die von der Drehung der Antriebswelle stammt, aufnehmbar ist;  
 einen Wandler, der zwischen der Antriebswelle und der Abtriebswelle angeordnet ist und umfaßt:  
 ein Paar von Antriebsscheiben, die derart angeordnet sind, daß sie einander gegenüberliegen und zusammen mit der Drehung der Antriebswelle sich drehen,  
 ein Paar von Abtriebsscheiben, die zwischen dem Paar von Antriebsscheiben koaxial zu den Antriebsscheiben angeordnet sind und sich synchron miteinander drehen, und  
 Antriebsrollkörper, die zwischen den Antriebsscheiben und Abtriebsscheiben angeordnet sind und dabei die Scheiben ständig berühren, und die sich um einen Winkel drehen;  
 eine Planetengetriebeeinrichtung, die zwischen der Antriebswelle und der Abtriebswelle angeordnet ist und umfaßt:  
 ein Sonnenrad, durch das die Abtriebswelle drehbar ist, einen Zahnkranz, der um das Sonnenrad angeordnet ist, eine Vielzahl von Planetenrädern, die zwischen dem Sonnenrad und dem Zahnkranz drehbar angeordnet sind, und  
 Planetenträger, an denen die Planetenräder gelagert sind,  
 eine hydraulische Andrückeinrichtung, die zwischen der Antriebswelle und den Antriebsscheiben angeordnet ist und die Antriebsscheibe gegen die Abtriebs- scheibe über die Antriebsrollkörper drückt;  
 eine erste Leistungsübertragungseinrichtung, die die Drehung der Abtriebsscheiben an die Planetenträger überträgt; und  
 eine zweite Leistungsübertragungseinrichtung, die die Drehung der Antriebswelle an den Zahnkranz überträgt.  
 21. Stufenlos verstellbares Toroidgetriebesystem zur Verwendung als ein Getriebe für Kraftfahrzeuge, das folgende Merkmale aufweist:  
 eine Antriebswelle, die drehbar durch eine Antriebswelle betätigt ist;  
 eine Abtriebswelle, durch die eine Leistung, die von der Drehung der Antriebswelle stammt, aufnehmbar ist;  
 einen Wandler, der zwischen der Antriebswelle und der Abtriebswelle angeordnet ist und umfaßt:  
 ein Paar von Antriebsscheiben, die sich basierend auf der Drehung der Antriebswelle drehen,  
 ein Paar von Abtriebsscheiben, die koaxial zu den Antriebsscheiben angeordnet sind und sich synchron miteinander drehen, und  
 Antriebsrollkörper, die zwischen den Antriebsscheiben und den Abtriebsscheiben angeordnet sind und die Scheiben ständig berühren und sich um einen Winkel drehen;  
 eine Planetengetriebeeinrichtung, die zwischen der Antriebswelle und der Abtriebswelle angeordnet ist und umfaßt:  
 ein Sonnenrad,  
 einen Zahnkranz, der um das Sonnenrad angeordnet ist, eine Vielzahl von Planetenrädern, die zwischen dem Sonnenrad und dem Zahnkranz drehbar angeordnet

sind, Planetenträger, an die die Planetenräder gelagert sind, eine Lastnocke, die zwischen der Antriebswelle und den Antriebsscheiben angeordnet ist und die Antriebsscheibe gegen die Abtriebsscheibe über die Antriebsrollkörper drückt; und eine Leistungsübertragungswelle, die koaxial zur Antriebswelle angeordnet ist, wobei die Drehung der Leistungsübertragungswelle frei in das Sonnenrad, den Zahnkranz oder die Planetenträger eingeleitet ist; die Drehung des Paars der Abtriebsscheiben über das Sonnenrad, den Zahnkranz und die Planetenträger in ein weiteres Bauteil eingeleitet ist, an das wieder die Drehung der Leistungsübertragungswelle noch die Drehung der Abtriebsscheibe übertragen wird, mit der Abtriebswelle über das Zahnrad, den Zahnkranz oder die Planetenträger verbunden ist.

Hierzu 11 Seite(n) Zeichnungen

FIG. 1

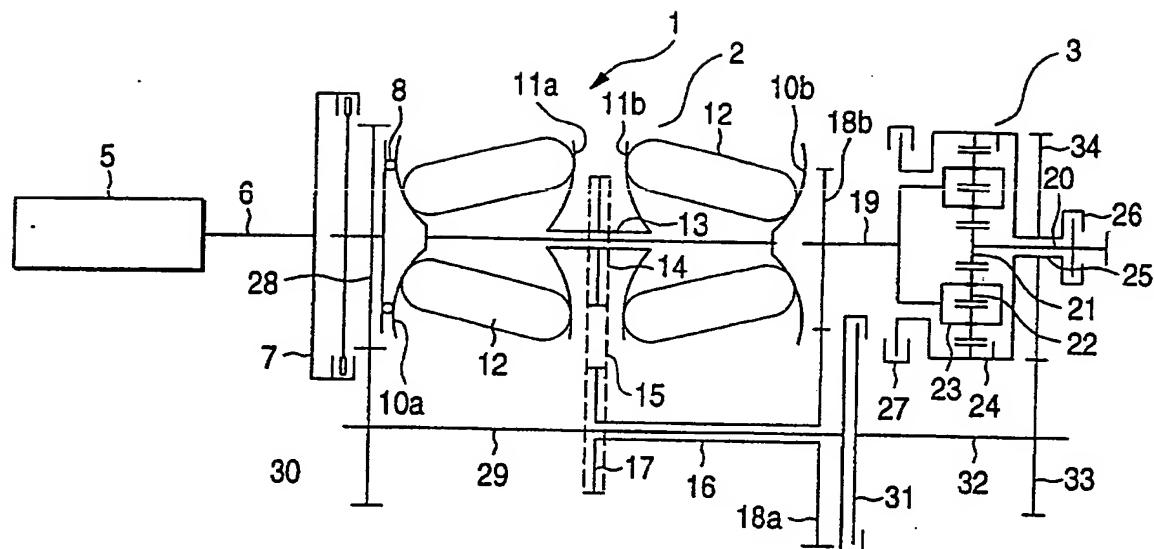


FIG. 2

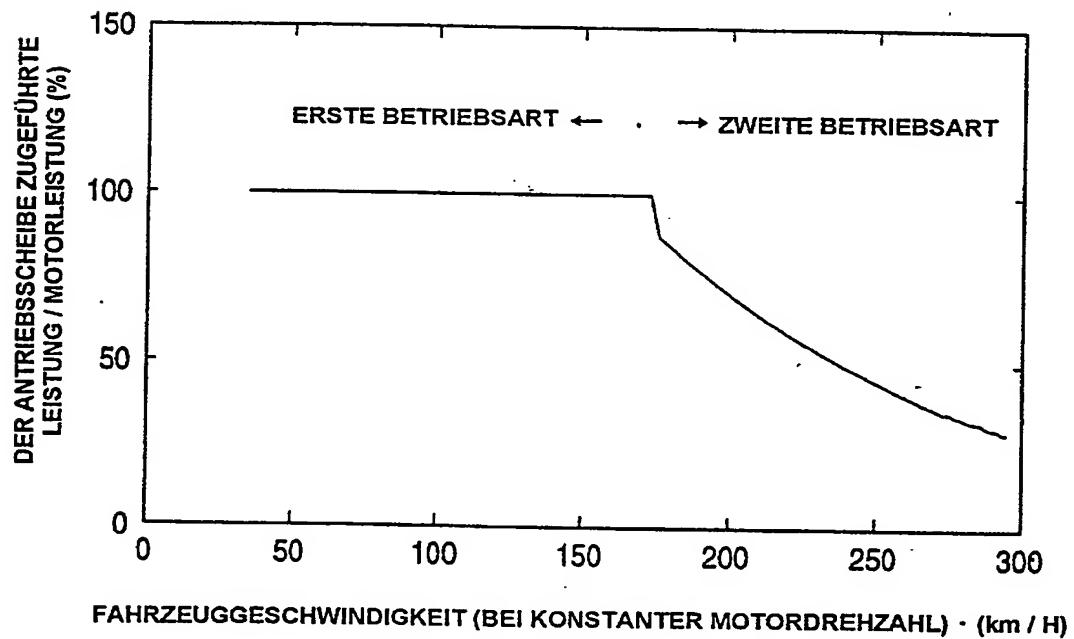


FIG. 3

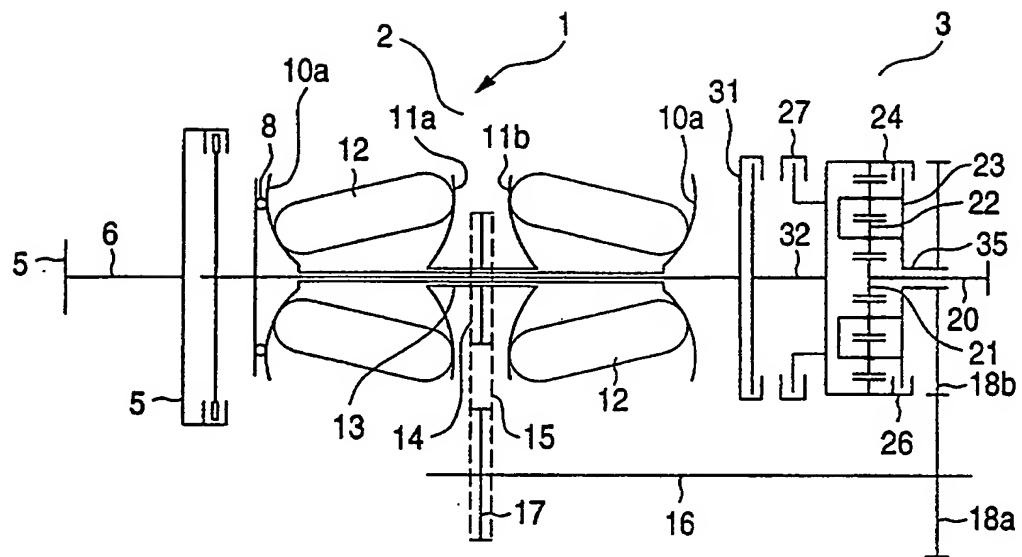


FIG. 4

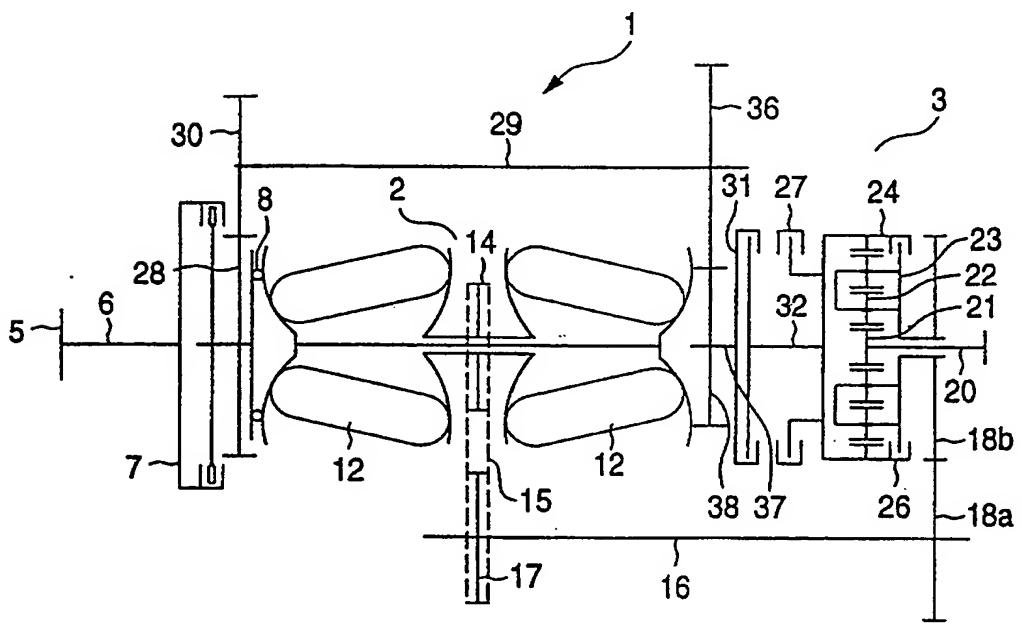


FIG. 5

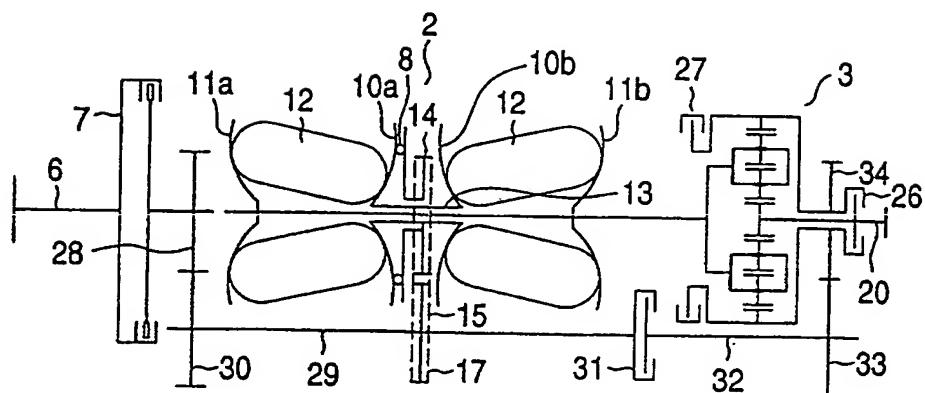


FIG. 6

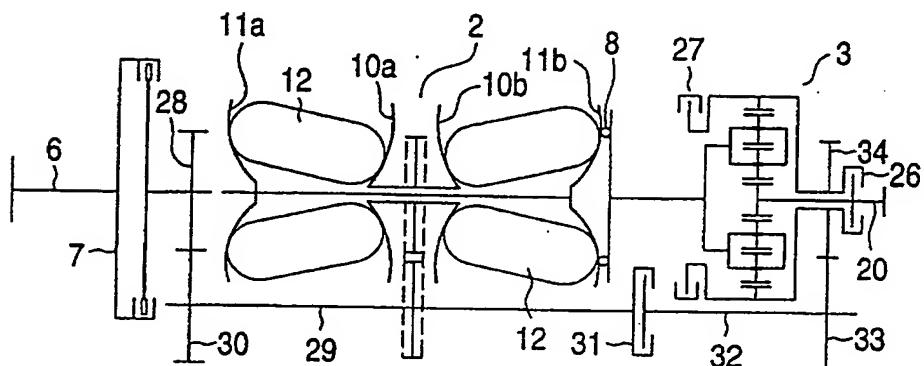


FIG. 7

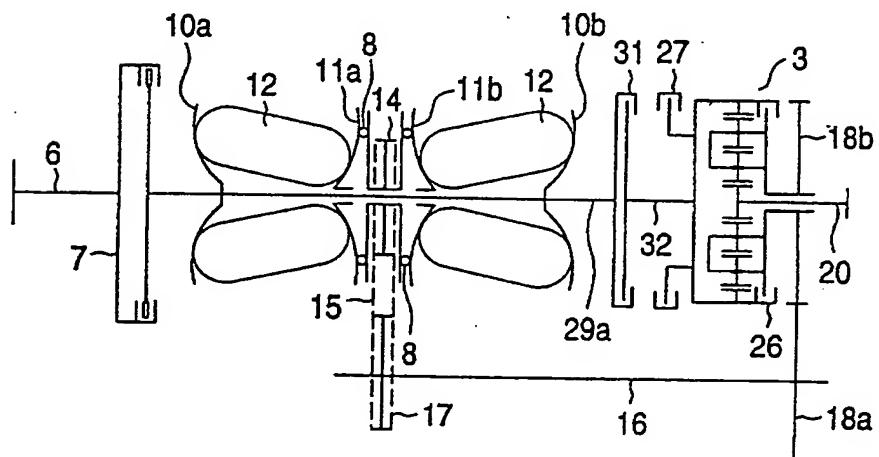


FIG. 8

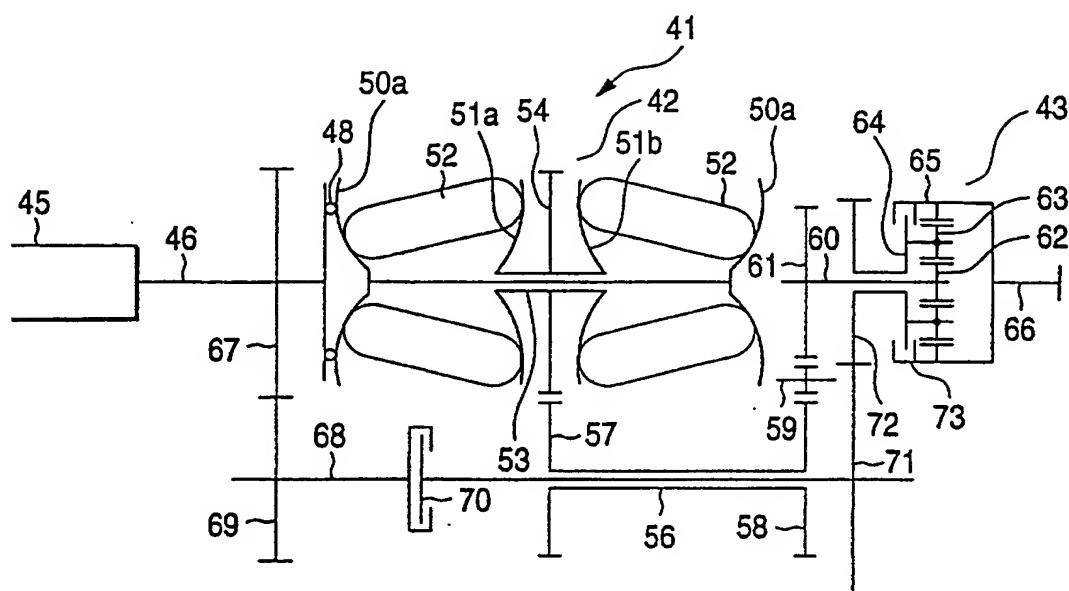


FIG. 9

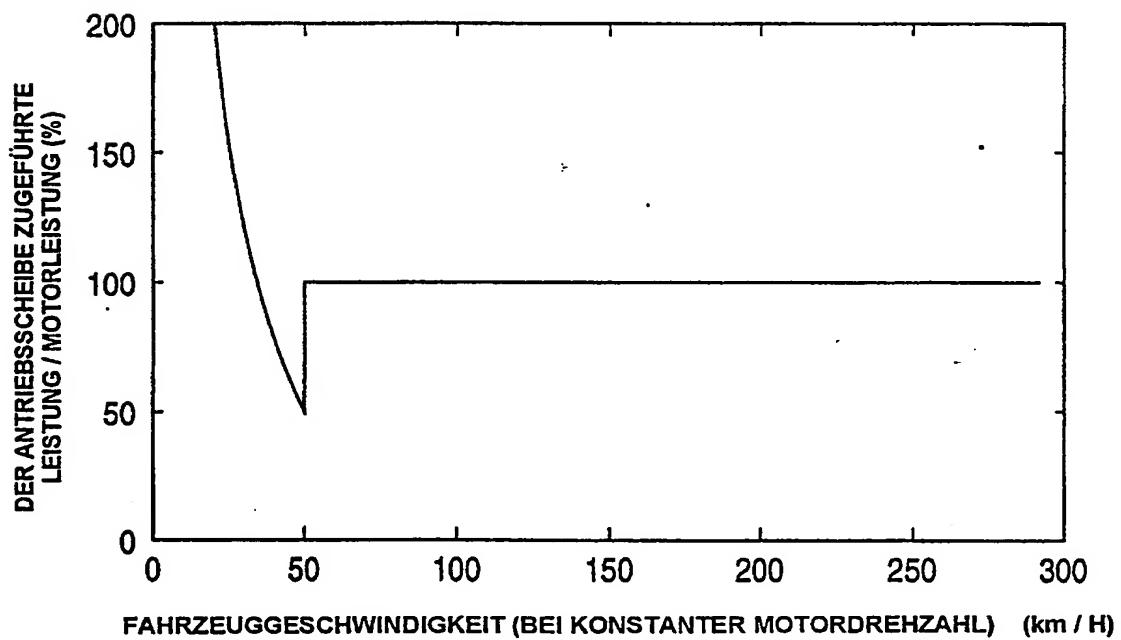


FIG. 10

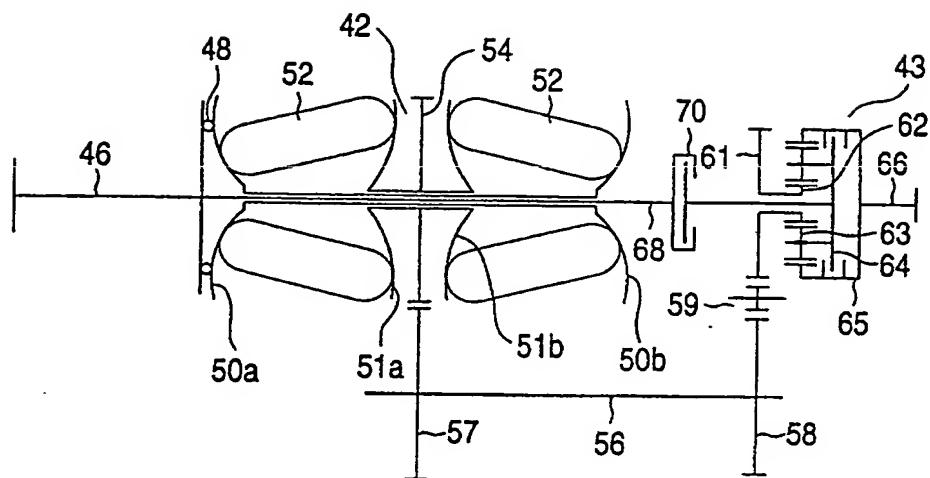


FIG. 11

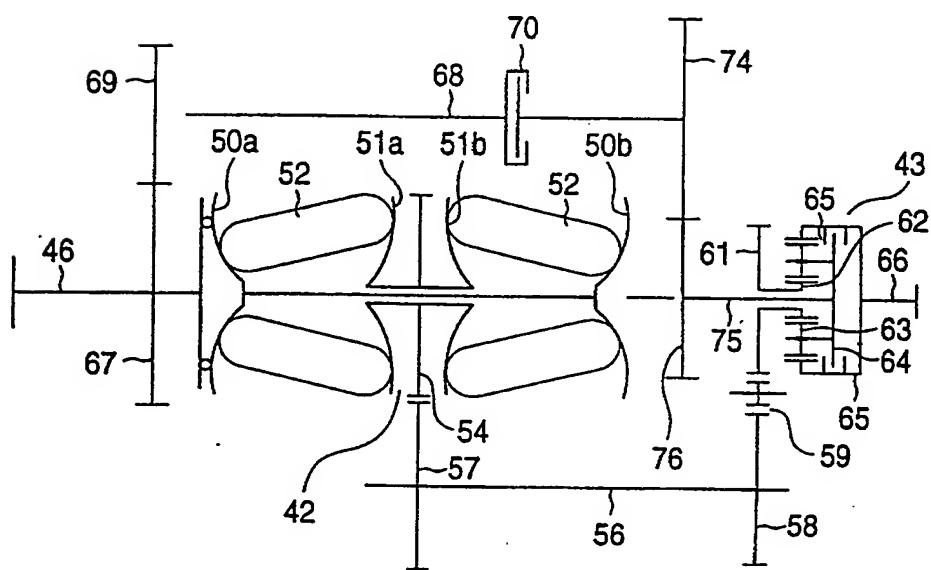


FIG. 12

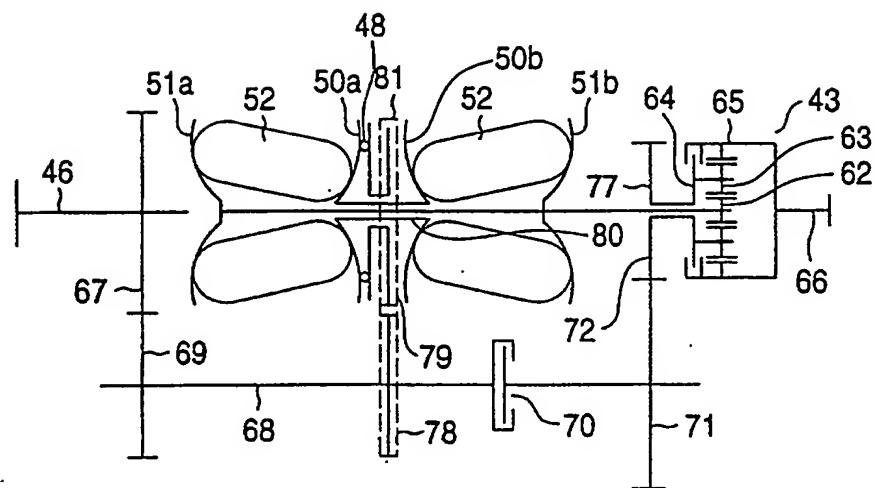


FIG. 13

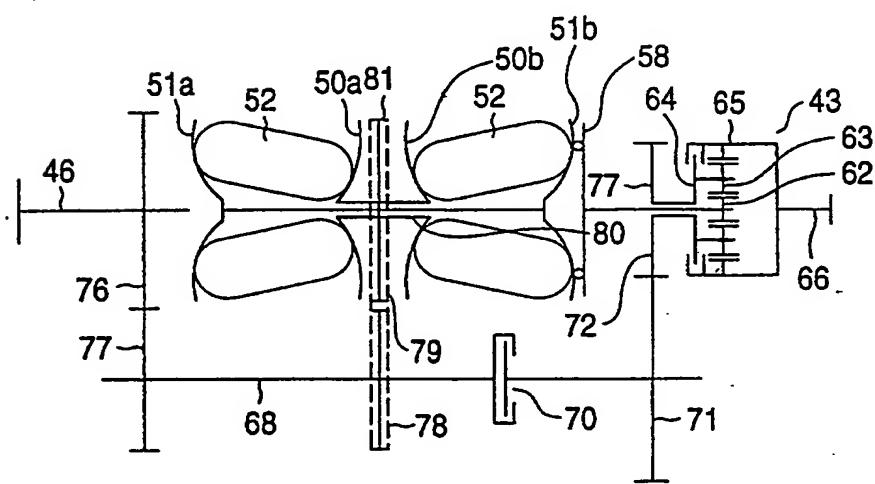


FIG. 14

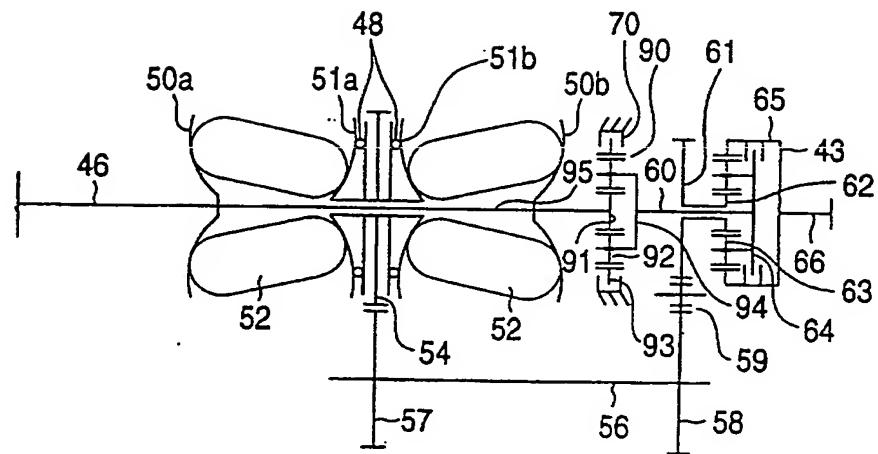


FIG. 15

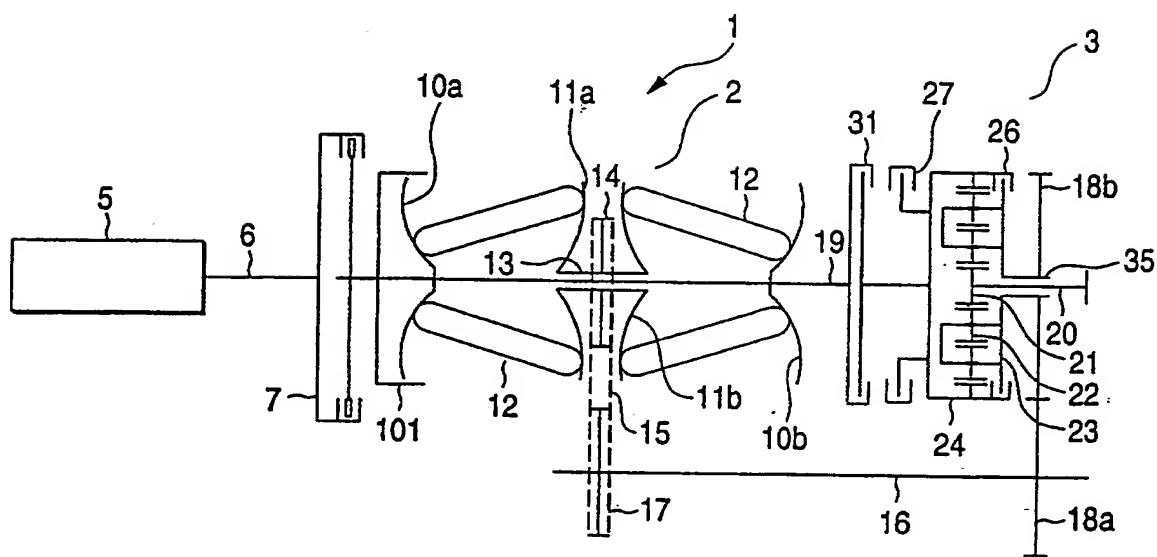


FIG. 16

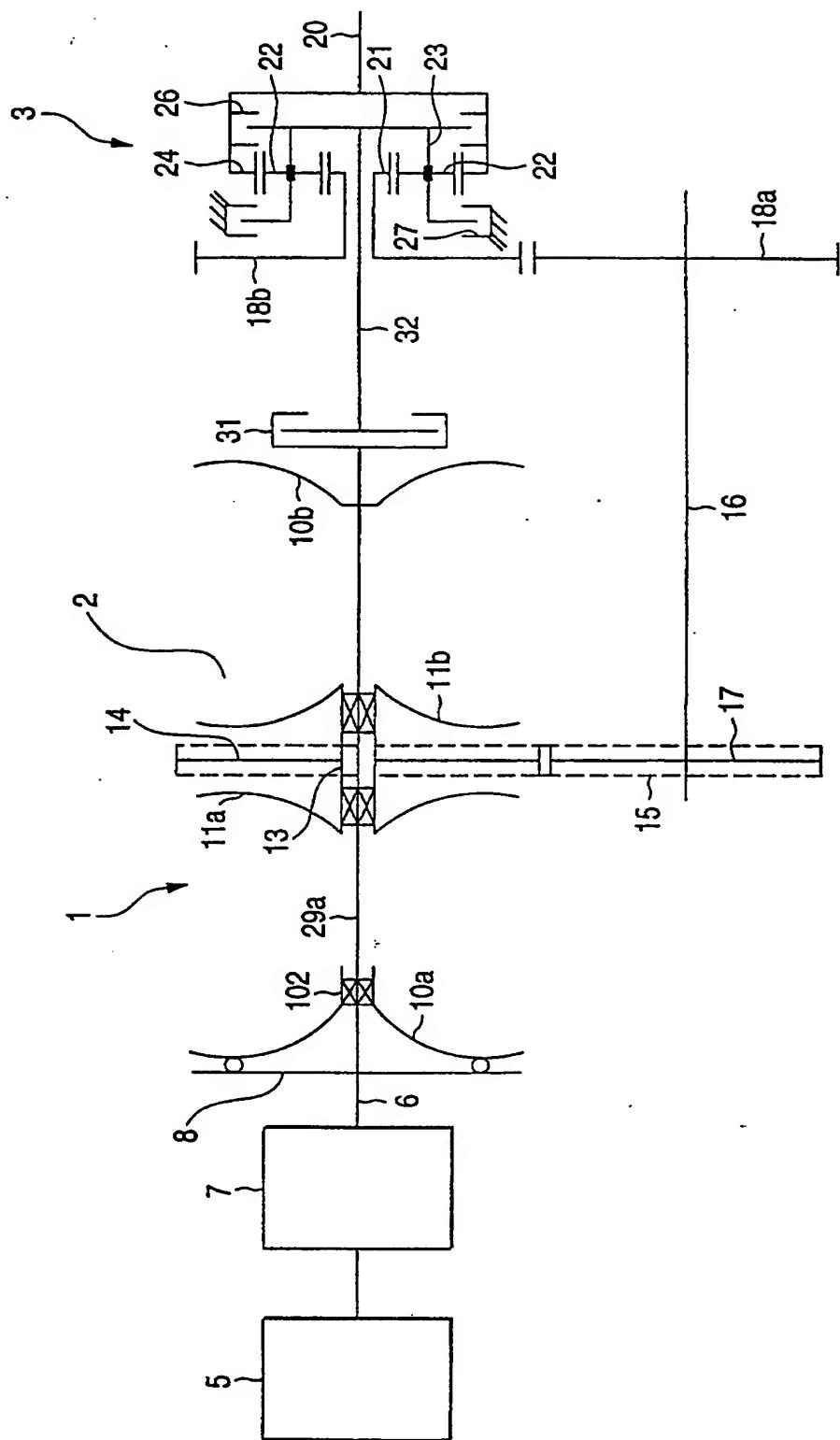


FIG. 17

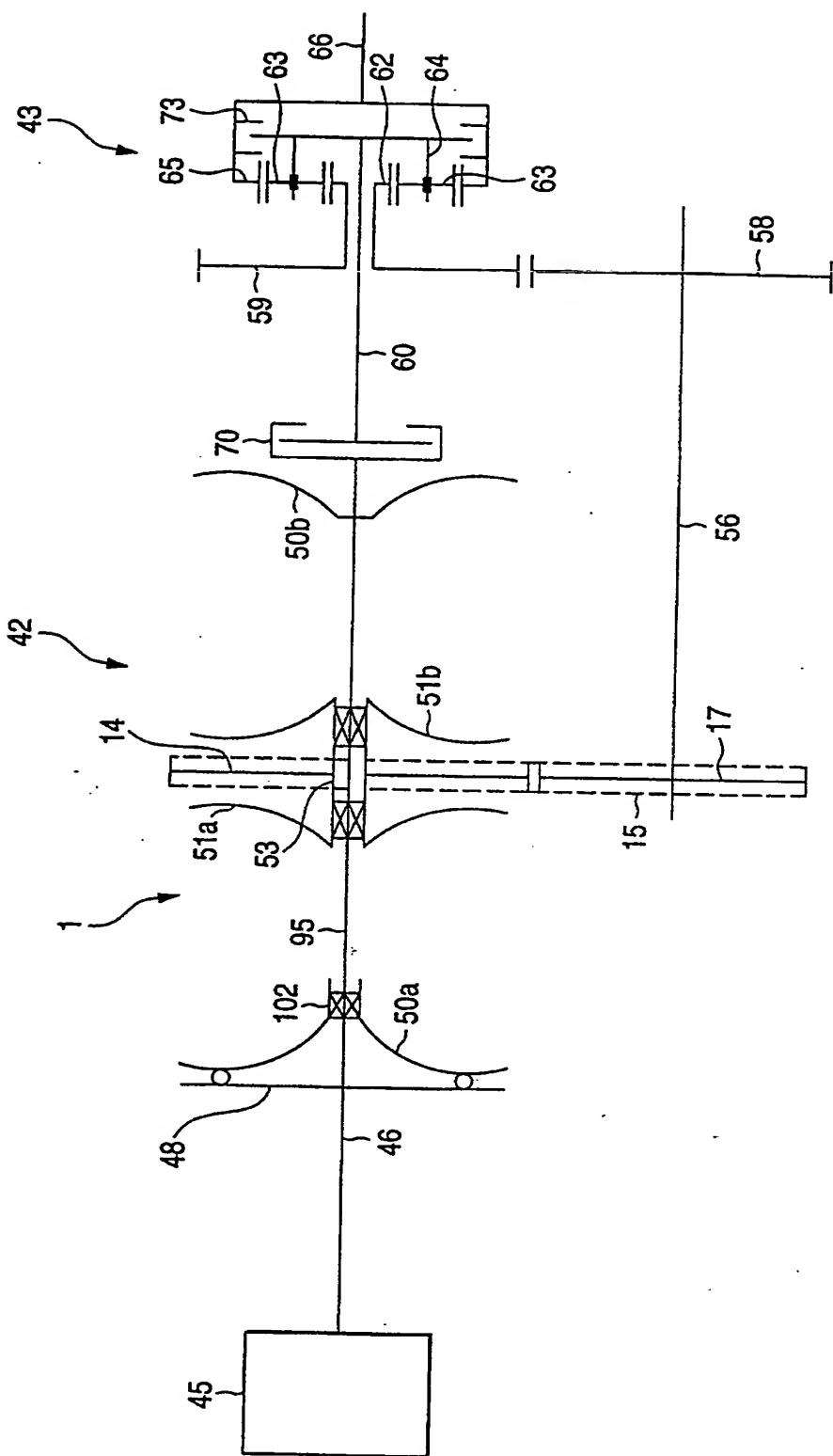


FIG. 18

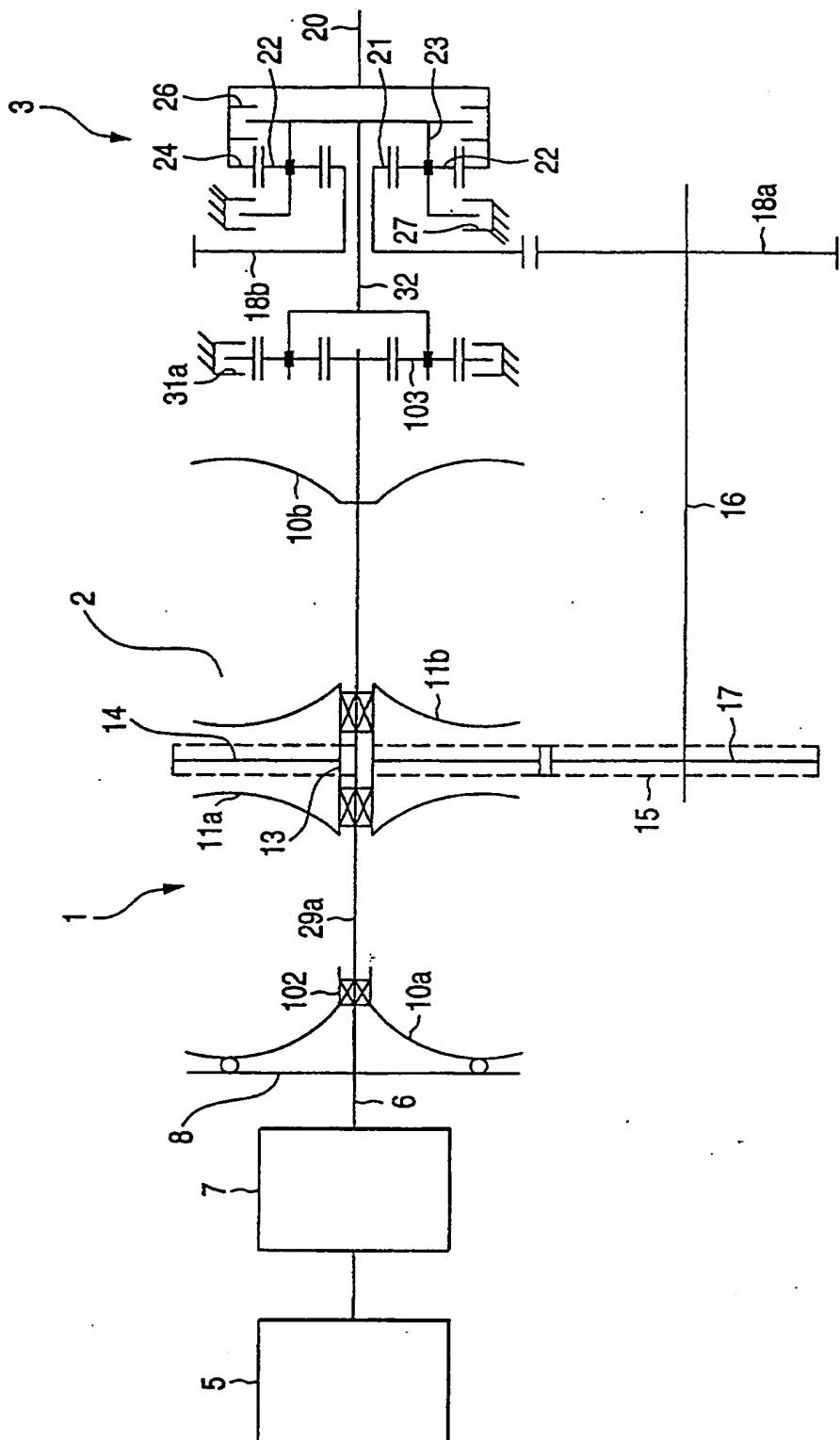


FIG. 19

